

MOTEUR DIESEL SURALIMENTÉ BASES ET CALCULS CYCLES RÉEL, THÉORIQUE ET THERMODYNAMIQUE

Rapport interne

Laboratoire de Recherche en Énergie Éolienne

LREE-02 – Novembre 2006

Hussein IBRAHIM

Laboratoire de Recherche en Énergie Éolienne (LREE), Université du Québec à Rimouski, 300, allée des ursulines, Rimouski (Québec), Canada, G5L 8X3, Tél.: (418)-723-1986#1285, hussein.ibrahim@uqar.qc.ca

Adrian ILINCA

Laboratoire de Recherche en Énergie Éolienne (LREE), Université du Québec à Rimouski, 300 allée des ursulines, Rimouski (Québec), Canada, G5L 8X3, Tél.: (418)-723-1986#1460, adrian_ilinca@uqar.qc.ca

Jean PERRON

Laboratoire International des Matériaux Antigivre (LIMA), Université du Québec à Chicoutimi, 555, boulevard de l'Université, Chicoutimi (Québec) Canada, G7H 2B1, jean_perron@uqac.ca

SOMMAIRE

SOMMAIRE	2
LISTE DES FIGURES	7
LISTE DES TABLEAUX	8
NOMENCLATURES	9
CHAPITRE I	15
INTRODUCTION	15
CHAPITRE II	17
CYCLES THERMODYNAMIQUE ET RÉEL D'UN MOTEUR DIESEL	17
II.1. DÉFINITION	17
II.2. CYCLE À QUATRE TEMPS MÉCANIQUES	17
II.2.1. Premier temps : Admission	18
II.2.2. Deuxième temps : Compression	18
II.2.3. Troisième temps : Combustion – Détente	18
II.2.4. Quatrième temps : Échappement	18
II.3. DIAGRAMME PRESSION – VOLUME	20
II.3.1. Définition	20
II.3.2. Diagramme théorique	20
II.3.3. Diagramme pratique (réel)	21
II.3.3.1. Différences entre les diagramme réel et théorique	21
II.3.3.2. Avance et retard à l'ouverture et à la fermeture des soupapes d'admission et d'échappement	22
II.4. CARACTÉRISTIQUES FONDAMENTALES DU CYCLE	25
II.4.1. Le travail (J)	25
II.4.2. Pression moyenne (N/m^2)	25
II.4.3. Rendement	25
II.4.4. Taux de compression volumétrique	26
II.4.5. Consommation spécifique (g/KWh)	26
II.4.6. Puissance effective au litre de cylindrée	26
II.4.7. Puissance massique ou volumique	26
II.5. PARAMÈTRES INDIQUÉS DU CYCLE RÉEL	27
II.6. PARAMÈTRES EFFECTIFS DU CYCLE RÉEL	27
CHAPITRE III	29
CARACTÉRISTIQUES PRINCIPALES DU COMBUSTIBLE	29
III.1. DÉFINITION	29

III.2. INDICE D'OCTANE (IO) ET INDICE DE CÉTANE (IC)	29
III.2.1. Indice d'octane (IO).....	29
III.2.2. Indice de cétane (IC).....	30
III.3. COMPOSITION ÉLÉMENTAIRE DES COMBUSTIBLES.....	30
III.4. RÉACTIONS DE COMBUSTION	30
III.5. POUVOIR CALORIFIQUE DU COMBUSTIBLE P_C	31
CHAPITRE IV.....	33
CALCUL DES PARAMÈTRES DU FLUIDE-MOTEUR.....	33
IV.1. POUVOIR COMBURIVORE.....	33
IV.1.1. Définition.....	33
IV.1.2. Calcul du pouvoir comburivore théorique $P_{CO_{th}}^0$	33
IV.2. COEFFICIENT D'EXCÈS D'AIR α	35
IV.3. CALCUL DE LA CHARGE FRAÎCHE	37
IV.4. CALCUL DE LA QUANTITÉ DES PRODUITS DE COMBUSTION DU GAZOLE.....	37
IV.5. COEFFICIENT DE CHANGEMENT MOLÉCULAIRE	39
CHAPITRE V.....	40
CALCUL DES PARAMÈTRES DU CYCLE RÉEL D'UN MOTEUR DIESEL	40
V.1. CALCUL DES PARAMÈTRES À LA FIN D'ADMISSION	40
V.1.1. Calcul de P_a	40
V.1.2. Calcul de T_a	42
V.1.3. Taux de remplissage η_v	45
V.1.3.1. Définition.....	45
V.1.3.2. Calcul du taux de remplissage η_v	45
V.2. CALCUL DES PARAMÈTRES EN FIN DE COMPRESSION	48
V.2.1. Description du phénomène	48
V.2.2. Calcul des paramètres de compression P_{cp} et T_{cp}	49
V.3. CALCUL DES PARAMÈTRES EN FIN DE COMBUSTION	50
V.3.1. Définition.....	50
V.3.2. Description du phénomène	50
V.3.3. Calcul des paramètres de la combustion P_{cb} et T_{cb}	51
V.3.4. Calcul du taux de détente préliminaire ρ	55
V. 4. CALCUL DES PARAMÈTRES À LA FIN DE LA DÉTENTE.....	55
V.4.1. Description du phénomène	55
V.4.2. Calcul des paramètres de la détente P_d et T_d	56
V.5. CALCUL DES PARAMÈTRES À LA FIN D'ÉCHAPPEMENT	57
CHAPITRE VI.....	58
CALCUL DES PARAMÈTRES CARACTÉRISANT LE FONCTIONNEMENT DU MOTEUR.....	58

VI.1. CALCUL DU TRAVAIL INDIQUÉ DU CYCLE RÉEL W_i	58
VI.1.1. <i>Procédure du calcul</i>	58
VI.1.2. <i>Travail de la boucle inférieure du cycle théorique</i>	60
VI.1.2.1. <i>Travail au cours de l'admission</i>	60
VI.1.2.2. <i>Travail au cours de l'échappement</i>	61
VI.1.3. <i>Travail de la boucle supérieure du cycle théorique</i>	62
VI.1.3.1. <i>Travail au cours de la compression</i>	62
VI.1.3.2. <i>Travail au cours de la combustion isobare</i>	62
VI.1.3.3. <i>Travail au cours de la détente</i>	63
VI.1.4. <i>Calcul du travail indiqué W_i</i>	64
VI.2. CALCUL DE LA PRESSION MOYENNE INDIQUÉE P_{mi}	64
VI.3. CALCUL DE LA PUISSANCE INDIQUÉE P_i	65
VI.4. CALCUL DU COUPLE MOTEUR INDIQUÉ C_i	66
VI.5. CALCUL DU RENDEMENT ET DE LA CONSOMMATION SPÉCIFIQUE INDIQUÉS	66
VI.5.1. <i>Calcul du rendement indiqué η_i</i>	66
VI.5.2. <i>Calcul de la consommation spécifique indiquée g_i</i>	66
VI.5.3. <i>Relation entre le rendement et la consommation spécifique indiqués</i>	67
VI.5.4. <i>Relation entre le rendement et la pression moyenne indiqués</i>	68
VI.6. CALCUL DES CONSOMMATIONS DE CARBURANT ET D'AIR PAR CYCLE ET CYLINDRE	69
VI.7. CALCUL DES PARAMÈTRES EFFECTIFS DU CYCLE RÉEL.....	70
VI.7.1. <i>Rendement mécanique η_m</i>	70
VI.7.2. <i>Calcul des paramètres effectifs</i>	71
CHAPITRE VII	73
CALCUL DES DIMENSIONS DU CYLINDRE ET DE LA VITESSE MOYENNE DU PISTON.....	73
VII.1. CALCUL DES DIMENSIONS DU CYLINDRE	73
VII.2. CALCUL DE LA VITESSE MOYENNE DU PISTON	74
CHAPITRE VIII.....	75
CALCUL DES PARAMÈTRES DU CYCLE THERMODYNAMIQUE	75
VIII.1. CALCUL DES PARAMÈTRES EN FIN D'ADMISSION	75
VIII.2. CALCUL DES PARAMÈTRES EN FIN DE COMPRESSION	75
VIII.3. CALCUL DES PARAMÈTRES EN FIN DE COMBUSTION ISOCHORE.....	76
VIII.4. CALCUL DES PARAMÈTRES EN FIN DE COMBUSTION ISOBARE	76
VIII.5. CALCUL DES PARAMÈTRES EN FIN DE DÉTENTE – ÉCHAPPEMENT	76
VIII.6. CALCUL DU TRAVAIL THERMODYNAMIQUE DU CYCLE	77
VIII.7. CALCUL DE LA PRESSION MOYENNE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE.....	77
VIII.8. CALCUL DU RENDEMENT THERMODYNAMIQUE DU CYCLE.....	77
CHAPITRE IX.....	79

APPLICATION NUMÉRIQUE SUR LE CALCUL DES PARAMÈTRES DU CYCLE RÉEL.....	79
IX.1. DONNÉES DU CALCUL	79
IX.2. RÉSULTATS DES CALCULS.....	80
CHAPITRE X.....	83
ANALYSE DES RÉSULTATS OBTENUS.....	83
X.1. VARIATION DES PARAMÈTRES DE SORTIE EN FONCTION DU COEFFICIENT D'EXCÈS D'AIR	83
X.1.1. Variation du rendement indiqué en fonction du coefficient d'excès d'air	83
X.1.2. Variation de la pression moyenne indiquée en fonction du coefficient d'excès d'air.....	84
X.1.3. Variation du rendement mécanique en fonction du coefficient d'excès d'air	85
X.1.4. Variation des consommations spécifique indiquée et horaire du carburant (gazole) en fonction du coefficient d'excès d'air	86
X.2. VARIATION DES PARAMÈTRES DE SORTIE EN FONCTION DE LA PRESSION D'ADMISSION	87
X.2.1. Variation de la pression moyenne indiquée en fonction de la pression d'admission.....	87
X.2.2. Variation du rendement mécanique en fonction de la pression d'admission	87
X.2.3. Variation de la consommation horaire du carburant en fonction de la pression d'admission	88
X.3. VARIATION DES PARAMÈTRES DE SORTIE EN FONCTION DE LA TEMPÉRATURE D'ADMISSION	89
X.3.1. Variation de la pression moyenne indiquée en fonction de la température d'admission.....	89
X.3.2. Variation du rendement indiqué en fonction de la température d'admission	89
X.3.3. Variation du rendement mécanique en fonction de la température d'admission	90
X.3.4. Variation du taux de remplissage en fonction de la température d'admission	91
X.3.5. Variation des consommations spécifique indiquée et horaire du carburant (gazole) en fonction de la température d'admission.....	92
X.4. VARIATION DES PARAMÈTRES DE SORTIE EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION VOLUMÉTRIQUE	93
X.4.1. Variation de la pression moyenne indiquée en fonction du taux de compression volumétrique	93
X.4.2. Variation du rendement indiqué en fonction du taux de compression volumétrique	94
X.4.3. Variation du rendement mécanique en fonction du taux de compression volumétrique	94
X.4.4. Variation du taux de remplissage en fonction du taux de compression volumétrique	95
X.4.5. Variation des consommations spécifique indiquée et horaire du carburant (gazole) en fonction du taux de compression volumétrique.....	96

CHAPITRE XI	98
CONCLUSION	98
BIBLIOGRAPHIE	99
RÉFÉRENCES	99
ANNEXE I	100
CYCLE RÉEL D'UN MOTEUR DIESEL	100
ANNEXE II	101
CYCLE THÉORIQUE D'UN MOTEUR DIESEL	101
ANNEXE III	102
CYCLE IDÉAL D'UN MOTEUR DIESEL	102
ANNEXE IV	103
MODÈLES PARABOLIQUES DE L'ÉNERGIE INTERNE DES GAZ DE COMBUSTION ET DE L'AIR EN FONCTION DE LA RICHESSE ET DE LA TEMPÉRATURE	103

LISTE DES FIGURES

FIG. II-1 : CYCLE MIXTE (RÉEL ET THÉORIQUE) REPRÉSENTÉ SUR UN DIAGRAMME (P – V).....	13
FIG. II-2 : SCHÉMA REPRÉSENTANT LA DISTRIBUTION DES AVANCES ET RETARDS À L'OUVERTURE ET À LA FERMETURE DES SOUPAPES D'ADMISSION ET D'ÉCHAPPEMENT.....	17
FIG. IV.1 : DOSAGE DU CARBURANT.....	31
FIG. VI-1 : CYCLE D'UN MOTEUR DIESEL À QUATRE TEMPS SURALIMENTÉ PAR TURBOCOMPRESSEUR.....	53
FIG.X-1 : VARIATION DU RENDEMENT INDICÉ EN FONCTION DU COEFFICIENT D'EXCÈS D'AIR.....	77
FIG.X-2 : VARIATION DE LA PRESSION MOYENNE INDICÉ EN FONCTION DU COEFFICIENT D'EXCÈS D'AIR.....	78
FIG. X-3 : VARIATION DU RENDEMENT MÉCANIQUE EN FONCTION DU COEFFICIENT D'EXCÈS D'AIR.....	79
FIG. X-4 : VARIATION DE LA CONSOMMATION SPÉCIFIQUE INDICÉE DU CARBURANT EN FONCTION DU COEFFICIENT D'EXCÈS D'AIR.....	80
FIG. X-5 : VARIATION DE LA CONSOMMATION HORAIRE DU CARBURANT EN FONCTION DU COEFFICIENT D'EXCÈS D'AIR.....	80
FIG. X-6 : VARIATION DE LA PRESSION MOYENNE INDICÉE EN FONCTION DE LA PRESSION D'ADMISSION.....	81
FIG. X-7 : VARIATION DE LA PRESSION MOYENNE INDICÉE EN FONCTION DE LA PRESSION D'ADMISSION.....	82
FIG. X-8 : VARIATION DE LA CONSOMMATION HORAIRE DU CARBURANT EN FONCTION DE LA PRESSION D'ADMISSION.....	82
FIG. X-9 : VARIATION DE LA PRESSION MOYENNE INDICÉE EN FONCTION DE LA TEMPÉRATURE À L'ADMISSION.....	83
FIG. X-10 : VARIATION DU RENDEMENT INDICÉ EN FONCTION DE LA TEMPÉRATURE À L'ADMISSION.....	84
FIG. X-11 : VARIATION DU RENDEMENT MÉCANIQUE EN FONCTION DE LA TEMPÉRATURE À L'ADMISSION.....	84
FIG.X- 12 : VARIATION DU TAUX DE REMPLISSAGE EN FONCTION DE LA TEMPÉRATURE À L'ADMISSION.....	85
FIG. X-13 : VARIATION DE LA CONSOMMATION SPÉCIFIQUE INDICÉE DU CARBURANT EN FONCTION DE LA TEMPÉRATURE À L'ADMISSION.....	86
FIG. X-14 : VARIATION DE LA CONSOMMATION HORAIRE DU CARBURANT EN FONCTION DE LA TEMPÉRATURE À L'ADMISSION.....	86
FIG. X-15 : VARIATION DE LA PRESSION MOYENNE INDICÉE EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION.....	87
FIG. X-16 : VARIATION DU RENDEMENT INDICÉ EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION.....	88
FIG. X-17 : VARIATION DU RENDEMENT MÉCANIQUE EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION.....	89
FIG. X-18 : VARIATION DU TAUX DE REMPLISSAGE EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION.....	89
FIG. X-19 : VARIATION DE LA CONSOMMATION SPÉCIFIQUE INDICÉE DU CARBURANT EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION.....	90
FIG. X-20 : VARIATION DE LA CONSOMMATION HORAIRE DU CARBURANT EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION.....	91

LISTE DES TABLEAUX

TAB.II. 1 : AVANCES ET RETARDS À L'OUVERTURE ET À LA FERMETURE DES SOUPAPES D'ADMISSION ET D'ÉCHAPPEMENT POUR UN MOTEUR DIESEL	18
TAB.VI-1 – CARACTÉRISTIQUES DE LA FORMULE EMPIRIQUE.....	65
TAB.IX-1 : PARAMÈTRES D'ENTRÉE POUR UN MOTEUR DIESEL SURALIMENTÉ.....	74
TAB.IX-2 : PARAMÈTRES DE SORTIE POUR UN MOTEUR DIESEL SURALIMENTÉ.....	76

NOMENCLATURES

- A : Point à l'entrée du cylindre sur le diagramme P-V,
 AOA : Avance Ouverture Admission,
 AOE : Avance Ouverture Échappement,
 B : Point à la fin d'admission sur le diagramme P-V,
 C : Point à la fin de compression sur le diagramme P-V,
 C : Teneur en masse du carbone dans le combustible,
 c : Course du piston (mm),
 $C_{a(cy)}$: Consommation d'air par cycle et cylindre (kg de carburant),
 C_{ah} : Consommation horaire d'air (kg d'air/h),
 $C_{c(cy)}$: Consommation du carburant par cycle et cylindre (kg de carburant),
 C_e : Couple moteur effectif ($N.m$),
 C_h : Consommation horaire du carburant (kg de carburant/h),
 C_i : Couple moteur indiqué ($N.m$),
 c_p : Capacité calorifique à pression constante ($kcal/kg.K$),
 c_p^f : Chaleur spécifique de la charge fraîche ($kcal/kg.K$),
 c_p^r : Chaleur spécifique des gaz résiduels ($kcal/kg.K$),
 c_p^{f+r} : Chaleur spécifique du mélange gazeux entre la charge fraîche et les gaz résiduels ($kcal/kg.K$),
 c_v : Capacité calorifique à volume constant ($kcal/kg.K$),
 C_y : Cylindrée unitaire du moteur ($kcal/kg.K$),
 D : Point à la fin de combustion isochore sur le diagramme P-V,
 d : Alésage du cylindre (mm),
 E : Point à la fin de combustion isobare sur le diagramme P-V,
 F : Point à la fin de détente sur le diagramme P-V,
 g_e : Consommation spécifique effective (g/kWh),
 g_i : Consommation spécifique indiquée (g/kWh),

H : Teneur en masse d'hydrogène dans le combustible,

IC : Indice de Cétane,

IO : Indice d'Octane,

k_d : Coefficient de détente polytropique,

k_c : Coefficient de compression polytropique,

L : Chaleur latente de vaporisation de l'eau à 0°C (2.51 MJ/kg de vapeur d'eau),

M_{air} : Masse molaire de l'air (28.9 kg/kmole),

M_c : Masse molaire du carburant (kg/kmole),

m_c : Masse du carburant (kg),

m_{th} : Masse d'air théorique pouvant remplir le cylindre (kg),

N : Vitesse de rotation du vilebrequin (tr/mn),

N_a : Quantité de la charge fraîche introduite dans le cylindre du moteur (kmoles d'air/kg de carburant),

N_{cy} : Nombre des cycles par seconde.

n_{cy} : Nombre des cylindres,

N_f : Quantité de la charge fraîche au PMB (kmoles d'air/kg de carburant),

N_{f+r} : Quantité du mélange gazeux entre la charge fraîche et les gaz résiduels (kmoles des gaz/kg de carburant),

N_{gc} : Quantité totale des produits de combustion (kmoles des gaz/kg de carburant),

N_r : Quantité des gaz résiduels existant dans le cylindre au moment de l'admission (kmoles des gaz/kg de carburant),

N_{th} : Quantité d'air théorique pouvant remplir le cylindre (kmoles d'air/kg de carburant),

O_c : Teneur en masse d'oxygène dans le combustible,

P_0 : Pression de la charge fraîche à l'entrée du cylindre (Pa),

P_a : Pression à la fin d'admission (Pa),

ΔP_a : Pertes de charge totale à l'admission (Pa),

P_C : Pouvoir calorifique du combustible (MJ/kg de carburant),

P_{cb} : Pression des gaz à la fin théorique de combustion (Pa),

P_{CI} : Pouvoir calorifique inférieur du combustible (42 MJ/kg de carburant),

$P_{CO_{th}}^0$: Pouvoir comburivore théorique (kg d'air/kg de carburant),

$P_{CO_{th}}^{01}$: Pouvoir comburivore théorique (kmoles d'air/kg de carburant),

$P_{CO_r}^0$: Pouvoir comburivore réel (kg d'air/kg de carburant),

$P_{CO_r}^{01}$: Pouvoir comburivore réel (kmoles d'air/kg de carburant),

P_{cp} : Pression des gaz à la fin théorique de compression au PMH (Pa),

P_{CS} : Pouvoir calorifique supérieur du combustible (MJ/kg de carburant),

P_d : Pression des gaz à la fin théorique de détente au PMB (Pa),

P_e : Puissance effective (kW),

P_i : Puissance indiquée (kW),

PMB : Point mort bas,

P_{me} : Pression moyenne effective (Pa),

PMH : Point mort haut,

P_{mi} : Pression moyenne indiquée (Pa),

P_{mm} : Pression moyenne des pertes mécaniques (Pa),

P_{moy} : Pression moyenne du cycle (Pa),

$P_{m(ther)}$: Pression moyenne du cycle thermodynamique (Pa),

P_r : Pression des gaz résiduels (Pa),

Q_a : Quantité de chaleur apportée au cycle (kcal),

q_a : Consommation d'air par cycle (kg d'air),

q_c : Consommation de carburant par cycle (kg de carburant),

Q_{ther} : Quantité de chaleur apportée au cycle thermodynamique,

R : Constante des gaz parfaits (8314 J/kmole.K),

r : Constante des gaz parfaits (287.68 J/kg.K),

R_f : Rendement de forme du diagramme,

RFA : Retard Fermeture Admission,

RFE : Retard Fermeture Échappement,

r : Coefficient de la richesse,

S : Teneur en masse de soufre dans le combustible,

S_{ad} : Section de soupape d'admission (mm),

S_p : Section du piston (mm),

ΔT : Différence de température responsable de la réchauffage de la charge fraîche par les parois (K),

T_0 : Température de la charge fraîche à l'entrée du cylindre (K),

T_a : Température à la fin d'admission (K),

T_{cb} : Température des gaz à la fin théorique de combustion (K),

T_{cp} : Température des gaz à la fin théorique de compression au PMH (K),

T_d : Température des gaz à la fin théorique de détente au PMB (K),

T_r : Température des gaz résiduels (K),

Δu : Variation de l'énergie interne du mélange gazeux pendant la phase de combustion (kJ),

u_C : Énergie interne des gaz à la température au point C sur le diagramme P-V (kJ),

U_C^f : Énergie interne de la charge fraîche à la température au point C sur le diagramme P-V (kJ/kmoles),

U_C^{gc} : Énergie interne des gaz de combustion à la température au point C sur le diagramme P-V (kJ/kmoles),

u_E : Énergie interne des gaz à la température au point E sur le diagramme P-V (kJ),

U_E^{gc} : Énergie interne des gaz de combustion à la température au point E sur le diagramme P-V (kJ/kmoles),

V_a : Volume des gaz à la fin théorique d'admission au PMB (m^3),

v_a : Vitesse d'écoulement de la charge dans le cylindre (m/s),

v_{ad} : Vitesse moyenne d'écoulement de la charge à travers la section de passage de la soupape d'admission (m/s),

V_{cb} : Volume des gaz à la fin théorique de combustion (m^3),

V_{cp} : Volume des gaz à la fin théorique de compression au PMH (m^3),

V_d : Volume des gaz à la fin théorique de détente au PMB (m^3),

V_m : Volume mort du cylindre (m^3),

v_p : Vitesse moyenne de déplacement du piston (m/s),

- W_{cycle} : Travail du cycle (J),
 W_e : Travail effectif du moteur (J),
 W_i : Travail indiqué du moteur (J),
 W_{th} : Travail du cycle théorique (J),
 W_{ther} : Travail du cycle thermodynamique (J),
 α : Coefficient d'excès d'air,
 β : Coefficient d'amortissement de la vitesse d'écoulement de la charge,
 χ : Taux de diminution de pression,
 δ : Taux de détente,
 ε : Taux de compression volumétrique,
 ϕ : Coefficient qui représente la charge d'appoint,
 γ : Coefficient adiabatique de compression ou de détente,
 γ_r : Coefficient des gaz résiduels,
 η_e : Rendement effectif,
 η_i : Rendement indiqué,
 η_m : Rendement mécanique du moteur,
 η_{th} : Rendement du cycle théorique,
 η_{ther} : Rendement du cycle thermodynamique,
 η_v : Taux de remplissage du moteur,
 μ_{th} : Coefficient théorique du changement moléculaire,
 μ_r : Coefficient réel du changement moléculaire,
 λ : Taux d'élévation de pression,
 ρ : Taux de détente préliminaire,
 ρ_0 : Masse volumique de l'air à l'entrée du cylindre ($1,29 \text{ kg/m}^3$),
 ρ_a : Masse volumique de l'air à la fin d'admission (kg/m^3),
 ρ_{air} : Masse volumique de l'air ($1,29 \text{ kg/m}^3$),
 ω : Vitesse de rotation (rd/s),
 ξ_{ad} : Coefficient caractérisant la résistance à l'écoulement dans le système d'admission,

ξ_{cb} : Taux d'utilisation de chaleur,

ψ : Coefficient d'arrondissement du diagramme,

CHAPITRE I

INTRODUCTION

Les moteurs à combustions interne alternatifs ont été inventés pendant la deuxième partie du dix-neuvième siècle. Ils ont succédé à la machine à vapeur alternative qui s'était développée essentiellement pendant la première partie du dix-neuvième siècle et dont les progrès marquaient le pas.

Les moteurs alternatifs sont les machines qui réalisent les cycles de LENOIR, Beau de ROCHAS (ou OTTO), DIESEL, STIRLING, etc. différentes solutions technologiques ont été adoptées avec plus ou moins d'efficacité tant dans le domaine de la puissance, du rendement, du couple que dans celui du coût de fabrication, de l'entretien ou de fonctionnement.

Selon la manière dont est réalisé le cycle du moteur, il est possible de distinguer plusieurs types de moteurs alternatifs à combustion interne :

- Selon le mode d'inflammation,
- Selon le nombre de phases auxquelles est soumis le fluide moteur,
- Selon la nature du mélange combustible au cours de la combustion dans la chambre : mélange homogène (moteur à allumage commandé) ou hétérogène (moteur Diesel),
- Selon le mode d'évolution des parois déformables de la mouvement alternatif ou rotatif.

Chaque type de moteur se distingue ensuite par son architecture, le nombre de cylindres, leur disposition : à plat, rayonnant, en V, en ligne, etc., le volume de la cylindrée unitaire ou par un détail de conception caractéristique : arbre à came en tête, vilebrequin 5 paliers, etc.

On s'intéresse dans ce rapport à étudier le moteur Diesel surtout de type suralimenté. C'est le moteur de traction par excellence. Depuis une dizaine d'années, il est installé sur les voitures de tourisme, compte tenu en particulier, de la fiscalisation du carburant qu'il utilise. Aussi, ce type des moteurs a connu beaucoup de développement et amélioration qui ont abouti à des réalisations industrielles (moteurs des engins militaires, moteurs de traction ferroviaire, etc.) surtout quand il subit une haute suralimentation (système hyperbar).

Les principales caractéristiques du brevet de Rudolf DIESEL (1892) portent sur l'introduction progressive de combustible et sur la compression de l'air jusqu'à une température supérieure au point d'inflammabilité du combustible utilisé. Il en résulte, en particulier, que le moteur diesel échappe aux limitations imposées au taux de compression par le risque d'un allumage spontané du combustible. De plus, le fonctionnement de ce moteur n'exige aucun dispositif d'allumage tel qu'une bougie. Le combustible, qui est finement pulvérisé, est injecté dans l'air comprimé et s'enflamme sous l'effet de l'échauffement subi par l'air au cours de la compression.

La suralimentation est un procédé qui consiste, par une compression préalable, à élever la masse volumique de l'air à l'admission des moteurs alternatifs pour en augmenter la puissance spécifique (puissance par litre de cylindrée moteur) et également les puissances volumique et massique (puissance par m^3 ou Kg de moteur) [6].

Aujourd'hui, avec le développement de l'énergie éolienne et son exploitation dans les sites isolés associée à des groupes électrogènes (Diesel) pour assurer la production continue de l'électricité, et dans le cadre de diminuer les coûts d'exploitation du système hybride éolienne-Diesel, les travaux sont dirigés dans les parcours d'optimiser et développer des systèmes des stockages qui augmentent la rentabilité du projet et économiser les frais de production d'électricité. L'une des technologies de stockage qui pourrait être adapté à ce système hybride consiste à utiliser le surplus de l'énergie éolienne (dans les périodes les plus ventées) ainsi que l'énergie produite pendant les heures creuses afin de comprimer l'air via un compresseur et le stocker, pour suralimenter le groupe électrogène pendant son fonctionnement ce qui permet à augmenter sa puissance ainsi qu'à diminuer les consommations en combustible (gazole) nécessaire pour faire fonctionner le moteur Diesel et produire l'électricité.

Dans ce présent rapport, le travail est consacré pour calculer les paramètres thermodynamiques d'un moteur diesel suralimenté afin de produire une grande puissance à bon rendement avec la moindre quantité de carburant consommée. Nous n'allons pas traiter le type de suralimentation du moteur mais par contre nous allons proposer une méthode d'évaluation des paramètres thermodynamiques du cycle, en supposant que le moteur est suralimenté par un système d'alimentation d'air comprimé indépendant du moteur. À l'aide d'un programme sous Excel développé, nous allons pouvoir dessiner les cycles théorique, réel et thermodynamique (théorique idéal) du moteur et calculer tous leurs paramètres en partant des paramètres d'entrée qui sont changeables selon nos besoins.

CHAPITRE II

CYCLES THERMODYNAMIQUE ET RÉEL D'UN MOTEUR DIESEL

II.1. Définition

On désigne par moteur à combustion interne, au sens le plus large, les machines dans lesquelles la combustion s'effectue au sein du fluide moteur.

Dans les moteurs à combustion interne discontinue, la transformation de l'énergie chimique du combustible en travail mécanique résulte de la réalisation périodique dans le cylindre du moteur d'une série d'évolutions dont l'ensemble, qui se répète périodiquement dans le cylindre du moteur, porte le nom du cycle de fonctionnement du moteur.

Autrement dit, un cycle du moteur est l'ensemble des opérations à la fin desquelles ses éléments mobiles retrouvent leurs positions initiales. Ces opérations comprennent :

- L'admission du mélange (l'air dans le cas d'un moteur Diesel),
- Sa compression,
- Son inflammation,
- La détente des gaz brûlés et leur expulsion.

Un cycle d'un moteur à combustion interne n'est vraiment un cycle en système fermé parce qu'à chaque commencement et fin du cycle, on introduit et on retire de la matière du système.

II.2. Cycle à quatre temps mécaniques

Un cycle s'effectue sur 2 tours de vilebrequin, soit 720° . Le cycle mécanique (2 allers et 2 retours c'est à dire 4 courses) se fait en 4 temps alors que le cycle thermodynamique en comporte 5 (la combustion à volume et à pression constante). Seule la détente est motrice (fournit de l'énergie), les autres sont résistants.

Dans le cas d'un cycle mixte d'un moteur Diesel (FIG. II-I), le cycle comprend les temps suivants :

II.2.1. Premier temps : Admission

- Ouverture de la soupape d'admission au point mort haut (PMH) mise à la pression à l'entrée du cylindre,
- Descente du piston (entraîné par l'inertie du cycle précédent),
- Remplissage du cylindre par le mélange gazeux,
- Fermeture de la soupape d'admission au point mort bas (PMB),
- *Cycle : Augmentation du volume à pression constante (droite AB).*

II.2.2. Deuxième temps : Compression

- Les soupapes d'admission et de d'échappement sont fermées,
- Le piston remonte vers le point PMH d'où une forte élévation de pression due à la diminution de volume accompagnée par une élévation importante de la température (celle-ci doit atteindre, au PMH, au minimum 500°C pour assurer l'inflammation spontanée du mélange au moment d'injection),
- *Cycle : Montée en pression (courbe BC).*

II.2.3. Troisième temps : Combustion – Détente

- Les soupapes d'admission et d'échappement sont fermées,
- Le combustible est injecté dans le cylindre au PMH avant que la pression maximum du cycle soit atteinte,
- Temps de combustion : Au PMH, une combustion primaire à volume constant se déclenche par auto-inflammation permet d'atteindre la pression maximum dans le cylindre et qui sous laquelle se déclenche une deuxième combustion (à pression constante),
- Temps de détente : Le piston propulsé vers le bas par la forte pression fait tourner le vilebrequin (temps moteur),
- *Cycle : Montée en pression à volume constant (droite CD), augmentation du volume à pression constante (droite DE), Chute de pression (détente : courbe EF).*

II.2.4. Quatrième temps : Échappement

- Ouverture de la soupape d'échappement,
- Le piston remonte et chasse vers l'atmosphère les gaz brûlés,

- Cycle : Échappement primaire à volume constant (droite EB), Échappement secondaire à pression constante (droite BA).

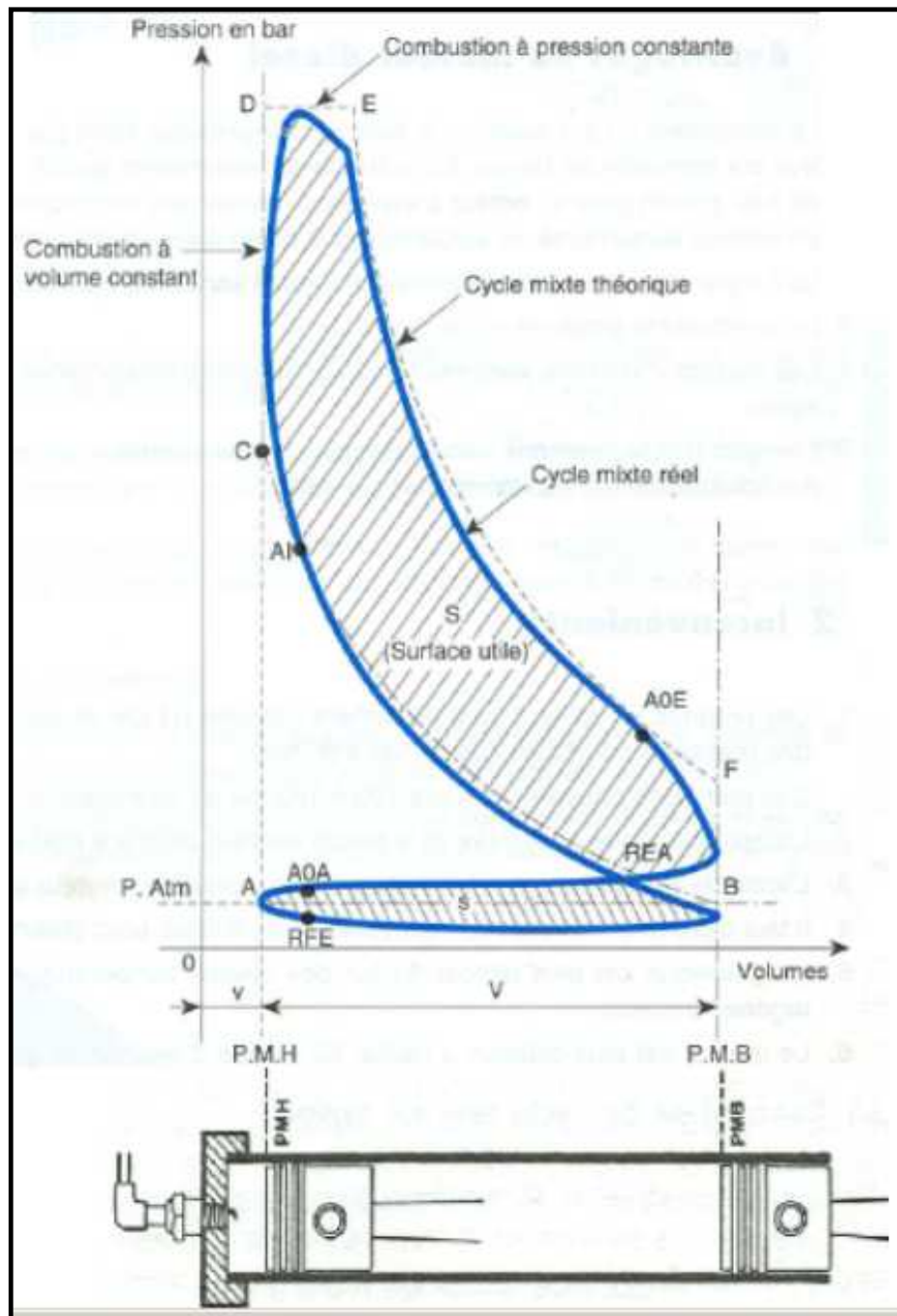


FIG. II-1 : CYCLE MIXTE (RÉEL ET THÉORIQUE) REPRÉSENTÉ SUR UN DIAGRAMME (P – V)

II.3. Diagramme pression – volume

II.3.1. Définition

L'étude du fonctionnement des moteurs thermiques et leur réglage sont fondés, en premier lieu, sur l'examen du diagramme représentant l'ensemble des transformations subies par le gaz. Le diagramme est une courbe représentant la variation des pressions qui s'exercent sur le piston en fonction des déplacements de ce dernier (variations du volume). Parfois, le cycle peut être représenté sur des diagrammes du type Température – Entropie ($T - S$).

II.3.2. Diagramme théorique

Un phénomène est connu lorsqu'il peut être complètement résolu mathématiquement. Quelles que soient les circonstances d'apparition, de développement et d'extinction de ce phénomène. Dans le cas des cycles de moteurs à combustion interne, une résolution mathématique fine est encore impossible, compte tenu en particulier de la combustion qui reste encore un domaine susceptible de recherches, des échanges de chaleur aux parois, des transvasements, etc. On se contente donc d'une résolution grossière associée à des hypothèses simplificatrices qui tiennent compte de la méconnaissance de ces phénomènes [1].

L'étude des cycles théoriques de moteurs alternatifs à combustion interne permet de connaître l'influence des paramètres de la machine les plus importants, accessibles aux calculs. Elle reste une méthode d'étude des cycles réels intéressante pour les raisons suivantes :

- Facilité et simplicité des calculs moyennant des hypothèses simplificatrices convenablement choisies,
- Possibilité de se rapprocher du cycle réel, en affinant les hypothèses, les calculs et les conditions aux limites pour une fraction du cycle,
- Préparation aux développements informatiques permettant de calculer un cycle du moteur dans sa totalité.

Lors de l'analyse des cycles thermodynamiques (théoriques) on prend en considération les hypothèses suivantes :

- Le fluide moteur est un gaz parfait, idéal (l'inertie du fluide est supposée nulle donc pas de pertes de charge) qui ne change pas de nature (sa composition chimique) et de quantité au cours de son évolution dans le cycle,
- Les évolutions sont considérées comme réversibles, c'est-à-dire que le gaz subit une succession de transformations très lentes, les caractéristiques du gaz restant à chaque instant en équilibre,
- Un équilibre des pressions instantané existe entre l'atmosphère et le cylindre,

- La combustion ainsi que l'échange gazeux, s'effectuant dans un cycle réel, sont remplacés par des processus d'apport et d'évacuation de chaleur dans un cycle thermodynamique. Ce qui conduit à considérer que la combustion du mélange gazeux est instantanée,
- L'échange de chaleur (par apport ou extraction) avec le fluide au cours de son évolution, est considéré en dehors de toute condition de réalisation. Donc, les deux temps de compression et détente sont considérés adiabatiques c'est-à-dire ils se déroulent sans échange de chaleur entre gaz et parois du cylindre,
- Les caractéristiques du système gazeux isolé (fluide moteur) sont prises égales à celles de l'air, indépendantes de la température et de la pression (les capacités calorifiques à pression constante c_p et à volume constant c_v ainsi que leur rapport $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$ ont des valeurs fixes).

II.3.3. Diagramme pratique (réel)

II.3.3.1. Différences entre les diagramme réel et théorique

En pratique, le diagramme est nettement différent du diagramme théorique, du fait des hypothèses inexacts citées au-dessus.

Pratiquement :

- À l'admission, la pression est inférieure à l'atmosphérique (dans le cas d'un moteur non suralimenté) du fait de l'aspiration du piston et de l'inertie du gaz non nulle,
- La composition chimique et la quantité du fluide-moteur sont toujours variées par suite de la combustion au cours du cycle,
- Les caractéristiques du fluide-moteur (chaleur spécifique, etc.) du fluide-moteur comptées constantes dans le cycle thermodynamique varie avec la température dans le cycle réel,
- Les deux temps de compression et détente ne sont pas adiabatiques, mais polytropiques à cause des échanges de chaleur ayant lieu au cours de ces deux temps entre le fluide-moteur et les parois du cylindre,
- Le fonctionnement du moteur nécessite l'évacuation des produits de combustion et l'introduction périodique, au début de chaque cycle, de la charge fraîche. Le remplissage du cylindre du moteur dépend considérablement de son nettoyage,
- À la compression, la pression finale est inférieure à la théorique du fait du remplissage moindre et des échanges de chaleur entre le fluide-moteur et les parois du cylindre,
- La combustion qui n'est pas instantanée donc non isochore, et ni isobare donne une pression maximum inférieure,

- À l'échappement, du fait de la difficulté de vidage, la pression est toujours supérieure à l'atmosphérique.

II.3.3.2. Avance et retard à l'ouverture et à la fermeture des soupapes d'admission et d'échappement

L'inertie du fluide en mouvement, les pertes de charge inhérente à son écoulement, la nécessité de décoller suffisamment la soupape de son siège pour qu'un écoulement puisse se produire se traduisant par une diminution de la quantité d'air admise dans le cylindre et, par conséquent, de la quantité de combustible qu'il est possible d'y brûler, et en conséquence de la puissance.

Théoriquement, en fin de détente, l'ouverture de la soupape d'échappement doit être instantanée et la pression doit décroître brusquement du point F au point B. Le mouvement de va-et-vient du piston (partie inférieure du cycle) crée les opérations (à la pression atmosphérique dans le cas d'un moteur non suralimenté) de refoulement et d'admission. En point B, le cylindre est rempli d'air et de gaz brûlés dans le cas des moteurs Diesel (et d'un mélange air-essence et gaz brûlés dans le cas d'un moteur à essence).

Le diagramme réel du moteur dans cette zone est très différent, en effet, si, par exemple, la soupape d'échappement n'est ouverte qu'au point mort bas PMB (F), la détente des gaz brûlés n'est pas instantanée (effets cumulés des inerties du fluide, des pertes de charge et du temps nécessaire au décolllement de la soupape), le piston doit donc fournir un travail élevé pour refouler les gaz d'échappement, travail qui est déduit du travail total du cycle.

Alors, l'ouverture et la fermeture des soupapes d'admission et d'échappement n'ont pas lieu exactement lors du passage du piston par les points morts : le dispositif de réglage du moteur est conçu de manière que les opérations aient lieu avec une avance ou un retard, et cela pour plusieurs raisons.

Pendant la phase de refoulement des gaz vers la conduite d'échappement, les pertes de charge associées à l'inertie de la masse gazeuse créent une légère surpression dans le cylindre par rapport à la pression régnant dans la conduite d'échappement. Lorsque le piston ralentit avant d'arriver au point mort haut PMH, la masse gazeuse continue de sortir du cylindre sur sa lancée. En effet, lorsque, à la fin de l'échappement, le piston se trouve au point mort haut PMH, la pression dans le cylindre est plus élevée que la pression atmosphérique, et, si la soupape d'admission s'ouvrait à cet instant, les gaz frais ne pourraient pas pénétrer immédiatement dans le cylindre. Pour cette raison, on ouvre la soupape d'admission soit avec un certain retard, soit, au contraire avec une certaine avance. Le retard à l'ouverture admission a pour but de profiter de la dépression, établie dans le cylindre et créée par la descente du piston du point mort haut PMH vers le point mort bas PMB, pour aspirer les gaz d'admission, tandis que l'avance à l'ouverture admission permet à éviter l'arrêt de la veine gazeuse devant une soupape fermée en laissant aux gaz frais le temps de vaincre leur inertie avant de se mettre en mouvement, et à augmenter le taux de remplissage. Compte tenu des retards dus de l'inertie du fluide à se mettre en mouvement et de l'angle de vilebrequin pendant lequel s'ouvre la soupape, il

est nécessaire de commander l'ouverture avant le point mort haut (Avance Ouverture Admission AOA).

De même, la soupape d'admission ne se ferme que lorsque le piston a dépassé le point mort bas, ce retard à la fermeture admission permettant de profiter de l'inertie des gaz pour assurer un meilleur remplissage du cylindre. La diminution du temps de compression est compensé par une pression plus forte des gaz due au temps d'admission plus long.

D'une manière analogue, on réalise dans le moteur une avance à allumage (pour les moteurs à allumage commandé) ou une avance à l'injection (pour les moteurs Diesel), où l'amorçage de l'étincelle (moteur à essence) ou l'injection du carburant (moteur Diesel) se fait avant que le piston atteigne le point mort haut PMH, de manière à assurer une combustion complète et obtenir une élévation de pression aussi grande que possible.

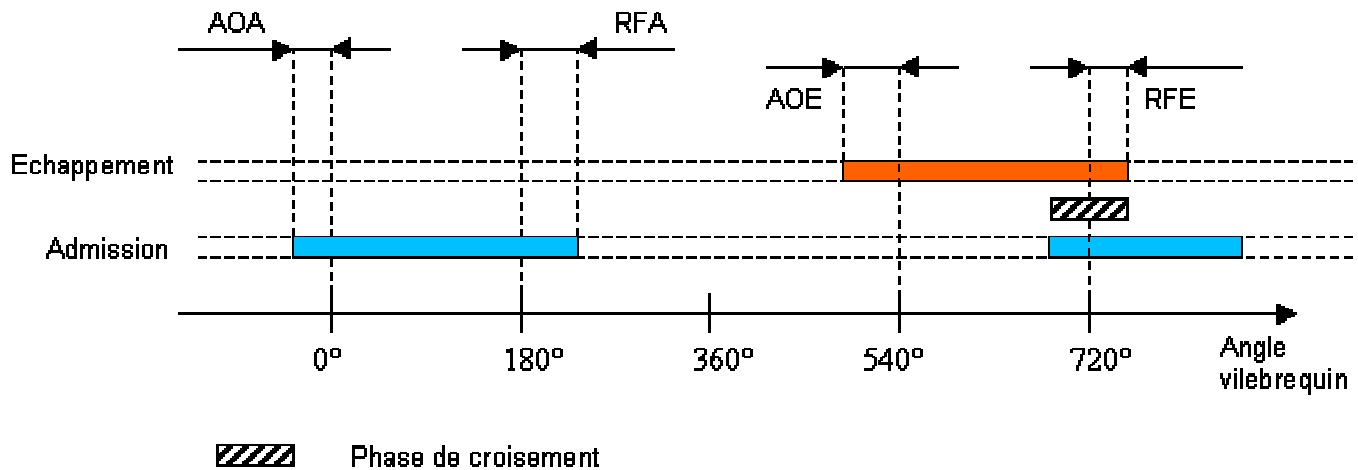


FIG. II-2 : SCHÉMA REPRÉSENTANT LA DISTRIBUTION DES AVANCES ET RETARDS À L'OUVERTURE ET À LA FERMETURE DES SOUPAPES D'ADMISSION ET D'ÉCHAPPEMENT

Enfin, le réglage du moteur comporte une avance à l'ouverture échappement (AOE) et un retard à la fermeture échappement (RFE). En ouvrant plus tôt dans le cycle la soupape d'échappement (AOE), la pression dans le cylindre diminue, tandis que le piston descend, pour être pratiquement égale à la pression atmosphérique lorsque le piston est au point mort bas PMB. L'avance d'ouverture de soupape d'échappement a pour but d'améliorer le nettoyage du cylindre par une évacuation complète des gaz brûlés, et d'avancer la chute de pression des gaz brûler pour éviter la contre-compression. Le temps nécessaire à l'écoulement du gaz hors du cylindre coïncide avec celui nécessaire au piston pour s'arrêter et repartir du point mort bas PMB. Après ce point, l'échappement est forcé par le mouvement du piston vers le point mort haut PMH. Le travail perdu est dans ce cas relativement plus faible.

Dans le même but, la soupape d'échappement est fermée avec un certain retard (Retard Fermeture Échappement RFE) par rapport au point mort haut PMH (point de fermeture de la soupape se trouve après le PMH) avant que le mélange frais ne ressorte par la conduite d'échappement. Dans le cas des moteurs Diesel, ce phénomène est

favorisé, car l'air frais, qui peut être de la suralimentation, ressorte par la soupape d'échappement, en diminuant sa température et par suite la pression et la température des gaz brûlés sortis, ce qui permet d'obtenir une pression à l'échappement inférieure à celle à l'admission et par conséquent le travail de la boucle inférieure du cycle devient un travail moteur au lieu d'être un travail résistant.

L'angle de vilebrequin situé entre l'avance ouverture admission (AOA) et le retard fermeture échappement (RFE) est appelé « croisement de soupapes ».

Les valeurs de ces avances ou retards sont habituellement exprimées en degrés d'angle définissant la position de l'arbre au moment où a lieu l'opération considérée; elles varient d'ailleurs notablement d'un constructeur à l'autre. À titre exemple, citons un moteur ayant 20° d'avance à l'ouverture admission, 50° de retard à la fermeture admission, 50° d'avance à l'ouverture échappement et 10° de retard à la fermeture échappement. Dans cet exemple, la soupape d'admission reste donc ouverte pendant que l'arbre tourne de $20 + 180 + 50 = 250^\circ$, tandis que la soupape d'échappement reste ouverte pendant que l'arbre accomplit une rotation de $50 + 180 + 10 = 240^\circ$.

Les différents avances et retards à l'ouverture et à la fermeture des soupapes d'admission et d'échappement pour un moteur Diesel sont représentés dans le tableau suivant [1] :

Avances et retards (en degrés)	Moteur Diesel non suralimenté	Moteur Diesel suralimenté
AOA	5 à 15	60 à 75
AOE	35 à 50	35 à 50
RFA	30 à 45	30 à 45
AFE	5 à 15	60 à 75

TAB.II. 1 : AVANCES ET RETARDS À L'OUVERTURE ET À LA FERMETURE DES SOUPAPES D'ADMISSION ET D'ÉCHAPPEMENT POUR UN MOTEUR DIESEL

C'est pour toutes ces raisons que la forme du diagramme réel du moteur diffère notablement de celle du diagramme théorique. En particulier, par suite de la dépression et de la surpression qui s'établissent dans le cylindre pendant les courses d'admission et d'échappement, l'ensemble de ces deux transformations forme dans la partie inférieure du diagramme une boucle dont la surface représente une certaine perte de travail utile. Il en résulte que le travail utile par cycle est donné, à l'échelle du diagramme, par la différence des aires des boucles supérieure et inférieure. Mais, dans le cas d'un moteur bien étudié, l'aire de la boucle inférieure est habituellement peu importante. Dans le cas d'un moteur suralimenté, le travail de la boucle inférieure est négative (travail moteur) car la pression à l'échappement est inférieure à celle à l'admission, ce qui conduirait à une augmentation du travail total du cycle et par conséquent la puissance du moteur.

II.4. Caractéristiques fondamentales du cycle

Les caractéristiques fondamentales du cycle sont :

II.4.1. Le travail (J)

Le travail se représente en diagramme (P – V) par l'aire de la courbe comprise dans le cycle fermé. Sur la figure II-1, le travail du cycle théorique est représenté par l'aire de la courbe pointillée. Le travail des opérations de transvasement A – B et B – A est représenté par une aire nulle.

Pour un cycle réel, on appelle W_i le travail indiqué, représenté par l'aire de la courbe continue sur la figure II-1. Les opérations de transferts de masse entre le cylindre et l'extérieur se traduisent par une aire qui n'est pas nulle mais positive (surface résistante : s) et qui vient donc se déduire de l'aire négative (surface utile : S) du travail principal du cycle.

II.4.2. Pression moyenne (N/m²)

La pression moyenne du cycle représente le travail spécifique du moteur par unité de volume de cylindrée. C'est une valeur conditionnelle et constante de pression qui produit, pendant une seule course de piston, un travail égal au travail du cycle. La pression moyenne représente aussi un élément de comparaison commode qui permet de comparer le travail des moteurs des différentes dimensions. Elle est représentée par la formule suivante :

$$P_{moy} = \frac{W_{cycle}}{C_y} \quad (1)$$

La cylindrée C_y est le volume de cylindre engendré entre les deux positions extrêmes du piston : point mort haut PMH et point mort bas PMB.

II.4.3. Rendement

Le rendement du cycle théorique est le rapport entre la valeur absolue du travail du cycle et la quantité de chaleur apportée au cycle (pendant la combustion). Il est représenté par la formule suivante :

$$\eta_{th} = \frac{W_{cycle}}{Q_a} \quad (2)$$

Le rendement de forme du diagramme permet de juger de la qualité du cycle réel, réalisé dans le cylindre du moteur, par rapport au cycle théorique. Il est représenté par la formule suivante :

$$R_f = \frac{W_i}{W_f} = \frac{\text{Aire du cycle réel}}{\text{Aire du cycle théorique}} \quad (3)$$

II.4.4. Taux de compression volumétrique

Le taux de compression volumétrique ε est défini par le rapport entre le volume totale de cylindre (cylindrée + volume mort) sur le volume de la chambre de combustion.

Autrement dit, c'est le rapport entre le volume total aspiré possible (cylindrée + volume mort) et le volume dans lequel on comprime le gaz et se fait la combustion (volume mort V_m). Le taux de compression est représenté par la formule suivante :

$$\varepsilon = \frac{C_y + V_m}{V_m} \quad (4)$$

Le taux de compression volumétrique influence fortement le rendement du moteur et il doit être choisi en fonction de la respiration du moteur.

Le taux de compression réel est à peu près égal au précédent multiplié par $\frac{3}{2}$, car la compression des gaz s'accompagne d'une dilatation [5].

II.4.5. Consommation spécifique (g/KWh)

La consommation spécifique du moteur définit la qualité de la transformation de l'énergie au sein du moteur. Cette grandeur est proportionnelle à l'inverse du rendement. C'est la quantité de combustible, d'un pouvoir calorifique donné, qui doit être dépensée pour la production d'une unité d'énergie, par exemple d'un KWh. La consommation spécifique (donc aussi le rendement) dépend, d'une part, de la forme du cycle thermodynamique décrit dans le moteur, d'autre part, des valeurs extrêmes de la température et de la pression atteintes par le gaz.

II.4.6. Puissance effective au litre de cylindrée

C'est la puissance spécifique en KW/litre de cylindrée. Elle permet de comparer, entre eux, des moteurs de cylindrée et de conception différentes.

II. 4.7. Puissance massique ou volumique

C'est la puissance du moteur rapportée à sa masse (KW/Kg) ou à sa volume (KW/m³). Dans ce dernier cas, le volume peut comprendre, ou non, le volume nécessaire au démontage du moteur et à son entretien. Ces puissance spécifiques permettent de comparer des moteurs dans le cadre de l'endroit où ils devraient être installés.

II.5. Paramètres indiqués du cycle réel

Les principaux paramètres indiqués caractérisant le fonctionnement du moteur sont :

- La pression moyenne indiquée P_{mi} ,
- La puissance indiquée P_i ,
- Le couple moteur indiqué C_i ,
- Le rendement indiqué η_i ,
- La consommation spécifique indiquée g_i ,

Les paramètres indiqués caractérisent l'organisation réelle du cycle considéré. Ils tiennent compte seulement des pertes de chaleur ayant lieu dans le cycle réel. Ces pertes sont dues :

- À la transmission de chaleur à travers les parois,
- À une combustion incomplète dans les zones riches (dans les moteurs Diesels la combustion est toujours complète),
- À la dissociation des molécules de CO_2 à haute température en absorbant de la chaleur,
- Aux fuites du fluide-moteur.

Les pertes de chaleur dues à la réalisation du cycle réel atteignent de 10 à 30 % de toute la chaleur utilisée dans le cycle thermodynamique identique ce qui indique la possibilité d'améliorer au futur le rendement indiqué des moteurs.

II.6. Paramètres effectifs du cycle réel

Une partie du travail indiqué effectué par les gaz est perdue sous forme de différentes pertes mécaniques. Ces pertes comportent le travail dépensé pour vaincre les frottements, le travail dépensé pour entraîner les mécanismes auxiliaires (pompe à eau, pompe à huile, ventilateur, générateur, etc.) et le travail perdu à l'échange gazeux dans les phases des transvasements (admission et échappement). Les frottements, notamment entre piston et cylindre constituent la majeure partie de toutes les pertes mécaniques (jusqu'à 70%).

Pour passer des paramètres indiqués aux paramètres effectifs du moteur il faut tenir compte de la partie du travail indiqué perdue pour récompenser les pertes mécaniques. Ces pertes sont évaluées par un paramètre que l'on appelle rendement mécanique η_m .

Comme η_m est toujours inférieur à un, les paramètres effectifs sont toujours inférieurs à ceux indiqués (sauf la consommation spécifique effective est supérieure de

celle indiquée). D'après la définition, tout paramètre effectif peut être déterminé en fonction du paramètre indiqué correspondant :

$$W_e = \eta_m W_i \quad (5)$$

$$P_e = \eta_m P_i \quad (6)$$

$$P_{me} = \eta_m P_{mi} \quad (7)$$

$$g_e = \frac{g_i}{g_e} \quad (8)$$

avec :

$$W_e = W_i - W_m \quad (9)$$

$$P_e = P_i - P_m \quad (10)$$

$$P_{me} = P_{mi} - P_{mm} \quad (11)$$

où W_m , P_m et P_{mm} sont respectivement le travail, la puissance et la pression moyenne des pertes mécaniques.

CHAPITRE III

CARACTÉRISTIQUES PRINCIPALES DU COMBUSTIBLE

III.1. Définition

Un combustible est un corps susceptible de se combiner à l'oxygène par une réaction d'oxydation exothermique.

L'oxydation doit être assez vive pour se poursuivre normalement après amorçage.

On peut classer les combustibles en combustibles solides, liquides ou gazeux, mais parfois la classification peut être ambiguë.

III.2. Indice d'octane (IO) et indice de cétane (IC)

III.2.1. Indice d'octane (IO)

Le combustible utilisé dans les moteurs à allumage commandé est l'essence. Dans ces moteurs la vitesse de combustion du mélange air-combustible ne doit pas dépasser une certaine limite. Dans le cas d'une vitesse excessive la combustion de dernières portions du mélange devient anormale (il y a détonation) et s'accompagne avec des coups forts, un surchauffage et même la casse des pièces principales du moteur.

La résistance à la détonation d'une essence, autrement dit sa qualité antidétonante est définie par l'indice d'octane (IO).

L'indice d'octane d'une essence est égale au pourcentage d'isooctane en volume dans un combustible de référence qui a la même qualité antidétonante que l'essence à éprouver.

Le combustible de référence est un mélange d'isooctane C_8H_{18} très peu détonant (IO = 100) et de n-héptane C_7H_{16} très détonant (IO = 0).

III.2.2. Indice de cétane (IC)

Dans les moteurs Diesels, le combustible est injecté dans l'air préchauffé grâce à la compression dans le cylindre. L'exigence principale que le gazole (le combustible des moteurs Diesel) doit satisfaire est la facilité d'auto-inflammation par contact avec l'air comprimé. La durée de temps du moment d'injection de combustible jusqu'à son auto-inflammation est nommé délai d'allumage. Le délai dépend de plusieurs facteurs, en particuliers, de la nature de combustible ou de son indice de cétane.

L'indice de cétane est le pourcentage en volume de cétane dans un combustible de référence qui a le même délai d'allumage que le gazole à éprouver.

Le combustible de référence est un mélange de cétane $C_{16}H_{34}$ très inflammable (IC = 100) et de α -méthyl-naphtalène $C_{10}H_7CH_3$ très peu inflammable (IC = 0).

L'indice de cétane (IC) pour les moteurs Diesels doit être supérieure à 50 ($IC \geq 50$).

Remarque :

Les combustibles utilisés dans les moteurs à combustion interne contiennent, en général, des additifs spéciaux que l'on ajoute pour améliorer la qualité antidétonantes de l'essence et la facilité d'auto-inflammation de gazole dans les moteurs Diesels.

III.3. Composition élémentaire des combustibles

On appelle composition élémentaire des combustibles le pourcentage en masse ou en volume de chaque élément composant. Dans le combustible liquide, on donne la composition élémentaire par unité de masse. Dans les combustibles gazeux, la composition élémentaire est donnée par unité de volume ou par mole.

III.4. Réactions de combustion

La combustion est une réaction d'oxydation d'un combustible par une espèce chimique oxydante appelée comburant.

La combustion est le phénomène essentiel dans les moteurs à combustion internes. Dans la majorité des cas, elle se déroule en phase gazeuse. Elle est compliquée et fait actuellement objet de recherche. Pour cette raison on va étudier seulement les réactions chimiques finales entre le combustible et l'oxygène de l'air.

Soit un Kg de combustible liquide dont les teneurs en masse de carbone, d'hydrogène, d'oxygène et de soufre sont respectivement : C , H , O_c et S .

La somme de ses teneurs est égale à un :

$$C + H + O_c + S = 1 \quad (12)$$

Remarque :

L'indice c est donné à l'oxygène pour le différencier de celui de l'air. Ici, il représente la teneur d'oxygène qui pourrait être existée dans le combustible.

Les réactions chimiques de combustions sont les suivantes :

- réaction d'oxydation du carbone : $C + O_2 \rightarrow CO_2$,
- réaction d'oxydation d'hydrogène : $2H_2 + O_2 \rightarrow 2H_2O$,
- réaction d'oxydation du soufre : $S + O_2 \rightarrow SO_2$.

Généralement, la température de combustion est de l'ordre de 1500 à 1700° C. Ceci explique le fait que l'on ne tienne pas compte de l'oxydation de l'azote qui intervient à une température supérieure à 2000° C.

III.5. Pouvoir calorifique du combustible P_C

On appelle pouvoir calorifique du combustible la quantité de chaleur dégagée par unité de masse ou de volume de ce dernier par suite de sa combustion complète.

Le pouvoir calorifique déterminé expérimentalement contient la partie de chaleur dégagée lors de la condensation de vapeur d'eau¹. Pour cela, lors de la mesure expérimentale du pouvoir calorifique on obtient sa valeur supérieure, d'où le pouvoir calorifique supérieur P_{CS} .

Dans le calcul pratique qui concerne les moteurs à combustion interne, on utilise le pouvoir calorifique inférieur P_{CI} parce que les gaz brûlés sont évacués du cylindre à haute température supérieure à celle de condensation.

Le pouvoir calorifique inférieur (MJ/Kg de combustible), pourrait être exprimé par l'équation suivante :

$$P_{CS} = P_{CI} + (9H)L \quad (13)$$

où :

$L = 2,51$ (MJ/Kg), est la chaleur latente de vaporisation de l'eau à 0° C ,

¹ Quand les produits de combustion reviennent à la température d'équilibre, après une brusque montée en température lors de la combustion, la vapeur d'eau contenue dans les fumées se condense en libérant sa chaleur latente.

$9H$ (kg), est la quantité de vapeur d'eau produite par la combustion de H kg d'hydrogène.

Le pouvoir calorifique inférieur (MJ/kg de combustible) pourrait être calculée aussi de la manière suivante [2] :

$$P_{CI} = 33.91C + 125,6H - 10,89(O_c - S) - 2,51(9H) \quad (14)$$

Le calorifique inférieur P_{CI} est de l'ordre de 44 MJ/kg pour l'essence et de l'ordre de 42 MJ/kg pour le gazole.

CHAPITRE IV

CALCUL DES PARAMÈTRES DU FLUIDE-MOTEUR

IV.1. Pouvoir comburivore

IV.1.1. Définition

On appelle pouvoir comburivore théorique d'un combustible, la quantité d'air strictement nécessaire pour assurer la combustion complète d'un kg de celui-ci (combustion stoechiométrique).

Le pouvoir comburivore théorique est noté par $P_{CO_{th}}^0$ et est exprimé en kg d'air/kg de combustible.

IV.1.2. Calcul du pouvoir comburivore théorique $P_{CO_{th}}^0$

Soit un kg de combustible gazeux dont les teneurs en masse de carbone, d'hydrogène, d'oxygène et de soufre sont respectivement : C , H , O_c et S , où :

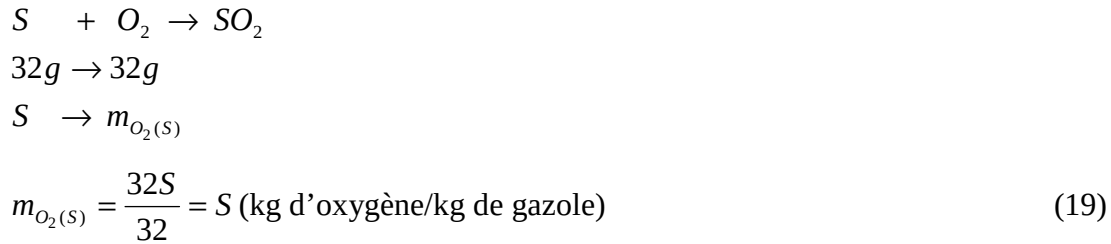
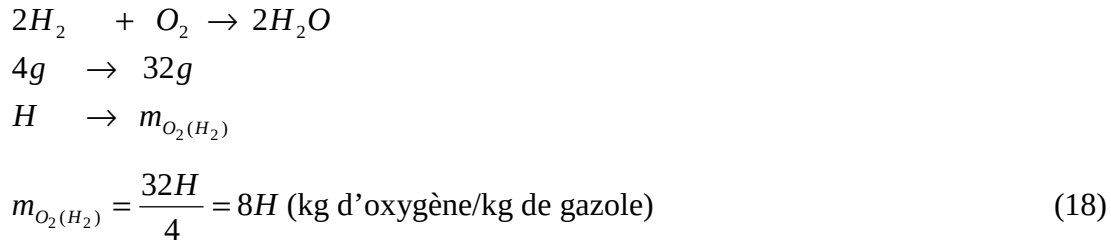
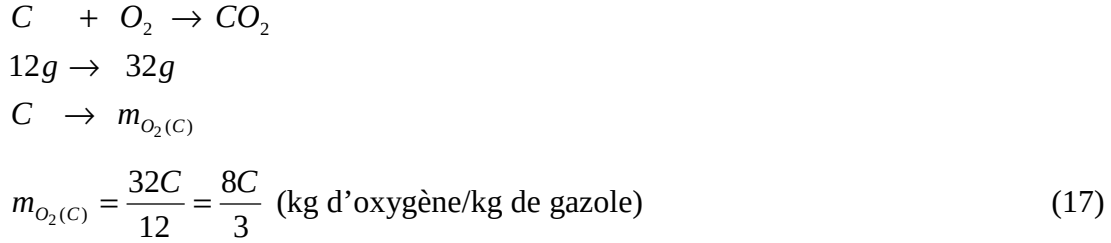
$$C + H + O_c + S = 1 \quad (15)$$

Puisque le gazeux ne contient pas d'oxygène, l'équation qui relie les différentes teneurs devient :

$$C + H + S = 1 \quad (16)$$

Pour obtenir la quantité d'air strictement nécessaire pour la combustion complète d'un Kg du gazeux, on doit d'abord chercher la quantité d'oxygène nécessaire pour assurer ce type de combustion.

En écrivant les réactions de combustion du gazeux et en remarquant que l'azote ne s'oxyde pas aux températures où a lieu la combustion, on détermine aisément la valeur de quantité d'oxygène nécessaire pour brûler complètement le gazeux et par suite le pouvoir comburivore théorique.



La masse totale d'oxygène nécessaire pour la combustion complète du gazole est :

$$\begin{aligned}
 m_{O_2} &= m_{O_2(C)} + m_{O_2(H_2)} + m_{O_2(S)} - m_{O_2(O_c)} \\
 m_{O_2} &= \frac{8C}{3} + 8H + S \text{ (kg d'oxygène/kg de gazole)}
 \end{aligned} \tag{20}$$

Sachant que, pour des conditions moyennes de température et de pression de l'air ambiant, la teneur en masse de l'oxygène dans l'air est de l'ordre de 23% et de l'azote est 77%, le pouvoir comburivore théorique vaut donc :

$$P_{Co_{th}}^0 = \frac{m_{O_2}}{0,23} = \frac{\left(\frac{8C}{3} + 8H + S \right)}{0,23} \text{ (kg d'air/kg de gazole)} \tag{21}$$

Puisque chaque un kmole d'oxygène vaut 32 kg, les nombres de kmoles d'oxygène nécessaire pour la combustion complète de gazole est :

$$N_{O_2(C)} = \frac{m_{O_2(C)}}{32} = \frac{8C}{3} \frac{1}{32} = \frac{C}{12} \text{ (en kmoles)} \tag{22}$$

$$N_{O_2(H_2)} = \frac{m_{O_2(H_2)}}{32} = \frac{8H}{32} = \frac{H}{4} \text{ (en kmoles)} \tag{23}$$

$$N_{O_2(S)} = \frac{m_{O_2(S)}}{32} = \frac{S}{32} \text{ (en kmoles)} \quad (24)$$

Le nombre des kmoles totale d'oxygène nécessaire pour la combustion complète du gazole est :

$$N_{O_2} = N_{O_2(C)} + N_{O_2(H_2)} + N_{O_2(S)} - N_{O_2(O_c)}$$

$$N_{O_2} = \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} \text{ (kmoles d'oxygène/kg de gazole)} \quad (25)$$

Sachant que, pour des conditions moyennes de température et de pression de l'air ambiant, la teneur en volume de l'oxygène dans l'air est de l'ordre de 21% et de l'azote est 79%, le pouvoir comburivore théorique vaut donc :

$$P_{CO_{th}}^{01} = \frac{N_{O_2}}{0,21} = \frac{\left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32}\right)}{0,21} \text{ (kmoles d'air/kg de gazole)} \quad (26)$$

Les valeurs de $P_{CO_{th}}^0$ et $P_{CO_{th}}^{01}$ seront vérifiées par la relation suivante :

$$P_{CO_{th}}^{01} = \frac{P_{CO_{th}}^0}{M_{air}} \quad (27)$$

où M_{air} est la masse molaire de l'air telle que : $M_{air} = 28,9 \text{ kg/kmole}$.

$P_{CO_{th}}^0$ varie de 14,9 à 15 kg d'air/kg d'essence pour les moteurs à essence et de 14,4 à 14,5 kg d'air/kg de gazole pour les moteurs Diesels.

IV.2. Coefficient d'excès d'air α

La quantité d'air introduite dans le cylindre (quantité disponible) peut être supérieure, égale ou inférieure à celle théoriquement nécessaire pour la combustion complète du combustible.

Cette variabilité de la quantité d'air disponible est caractérisée par l'excès d'air ou la richesse.

L'excès d'air est caractérisé par un coefficient α qui est le rapport entre la quantité d'air disponible et la quantité théoriquement nécessaire pour la combustion. Autrement dit, c'est l'inverse de la richesse r qui est le rapport entre les quantités de carburant et d'air de la combustion réelle et de la combustion stoechiométrique.

$$\frac{1}{\alpha} = r = \frac{\left(\frac{q_c}{q_a}\right)_{réelle}}{\left(\frac{q_c}{q_a}\right)_{stoechiométrique}} = P_{CO_{th}}^0 \left(\frac{q_c}{q_a}\right)_{réelle} = P_{CO_{th}}^{01} \left(\frac{q_c}{q_a}\right)_{réelle} \quad (28)$$

où q_a et q_c sont, respectivement, les consommations d'air et de carburant par cycle.

Le coefficient d'excès d'air α (idem la richesse r) peut être aussi déterminé en remplaçant q_c et q_a dans la formule ci-dessus par les consommations d'air et du carburant pour le même intervalle de temps (soit par seconde ou par heure).

Pour un kg de carburant (gazole), le coefficient d'excès d'air peut s'écrire de la façon suivante :

$$\frac{1}{\alpha} = r = \frac{P_{CO_{th}}^0}{(q_a)_{réelle}} = \frac{P_{CO_{th}}^{01}}{(q_a)_{réelle}} = \frac{P_{CO_{th}}^0}{P_{CO_r}^0} = \frac{P_{CO_{th}}^{01}}{P_{CO_r}^{01}} \quad (29)$$

$$\alpha = \frac{P_{CO_r}^0}{P_{CO_{th}}^0} = \frac{P_{CO_r}^{01}}{P_{CO_{th}}^{01}} \quad (30)$$

où $P_{CO_r}^0$ et $P_{CO_r}^{01}$ sont les pouvoirs comburivores réels, respectivement, en kg d'air/kg de gazole et en kmoles d'air/kg de gazole.

- Si $\alpha > 1$ ($r < 1$), le mélange est dit pauvre en combustible,
- Si $\alpha < 1$ ($r > 1$), le mélange est dit riche en combustible,
- Si $\alpha = 1$ ($r = 1$), le mélange est dit normal.

Pour un hydrocarbure, le mélange gazeux air-carburant, dans les conditions de pression et de température existant à l'intérieur du cylindre de moteur, ne peut brûler que si la richesse est comprise approximativement entre 0,65 et 3,2 (soit α compris entre 0,3125 et 1,54).

Pour les moteurs Diesels, l'excès d'air du mélange combustible doit être toujours supérieur à la limite d'apparition des fumées déterminée par $\alpha \cong 1,8$ soit $r = 0,55$ [3].

Pour les deux moteurs (à allumage commandé et Diesel), il est nécessaire de bien distinguer la richesse globale du mélange qui pénètre dans le moteur et la richesse à chaque instant dans le cylindre pour un volume de gaz choisi.

Dans le cas du moteur à allumage commandé, le mélange dans le cylindre est pratiquement homogène dans tout le volume de gaz; mais, d'un volume à l'autre, il existe de petites différences de richesse autour de $r = 1$. Pour le moteur Diesel, le mélange est très hétérogène pour chaque volume de gaz à chaque instant. L'excès d'air global, défini dans ce type de moteur, n'a aucune signification dans le cas d'un petit volume de gaz dont la richesse air-carburant est liée aux conditions aérodynamiques de la chambre et de formation du mélange et qui peut varier entre 0 (air pur) et l'infini (carburant pur).

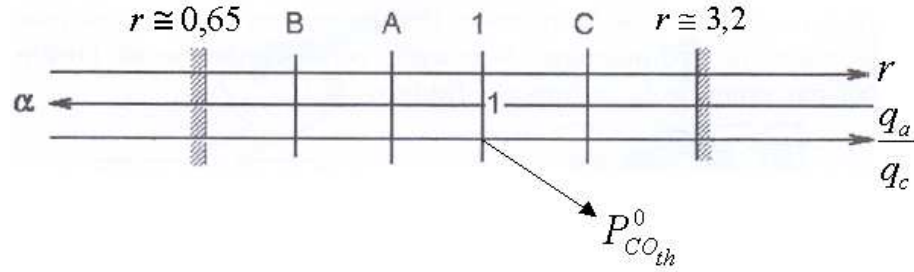


FIG. IV.1 : DOSAGE DU CARBURANT. (A) : LIMITE DE STABILITÉ DE FONCTIONNEMENT DES MOTEURS À ALLUMAGE COMMANDÉ (À ESSENCE), $r \approx 0,8$. (B) : LIMITE D'APPARITION DES FUMÉES DU MOTEUR DIESEL, $\alpha \approx 1,8$ soit $r \approx 0,55$. (C) : DOSAGE POUR LEQUEL LA VITESSE DE LA FLAMME EST MAXIMALE, RICHESSE DU MÉLANGE COMPRISE ENTRE 1,15 ET 1,2.

IV.3. Calcul de la charge fraîche

Soit N_a le nombre de kmoles de la charge fraîche introduite dans le cylindre du moteur.

Dans les moteurs à allumage commandé, la charge fraîche est constituée de l'air et du carburant tandis que dans les moteurs Diesels, elle est constituée seulement de l'air alors que le carburant (gazole) est injecté dans le cylindre à la fin de la phase de compression.

Pour un kg de carburant, on trouve :

- Pour un moteur à essence :

$$N_a = \alpha P_{CO_{th}}^{01} + \frac{m_c}{M_c} = \alpha P_{CO_{th}}^{01} + \frac{1}{M_c} \quad (31)$$

où m_c et M_c sont respectivement les masse (1 kg) et masse molaire du carburant (essence).

- Pour un moteur Diesel :

$$N_a = \alpha P_{CO_{th}}^{01} \quad (32)$$

IV.4. Calcul de la quantité des produits de combustion du gazole

Pour les moteurs Diesels, l'excès d'air du mélange combustible doit être toujours supérieur à la limite d'apparition des fumées déterminée par $\alpha \approx 1,8 > 1$ soit $r = 0,55$. Alors lors d'une quantité suffisante d'oxygène (mélange pauvre en combustible) la phénomène de combustion dans les moteurs Diesels est toujours considérée complète et par conséquent les produits résultants de la combustion sont : le dioxyde de carbone

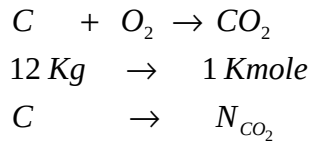
CO_2 , le dioxyde de soufre SO_2 , la vapeur d'eau H_2O , l'excès d'oxygène O_2 et l'azote N_2 .

Indiquons d'abord que l'azote ne participe pas à la réaction de combustion, pour cela la quantité de ce dernier est la même que celle introduite dans le cylindre.

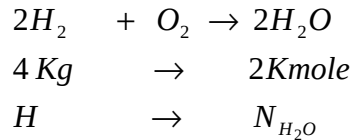
Sachant que, pour des conditions moyennes de température et de pression de l'air ambiant, la teneur en volume de l'azote dans l'air est 79%, donc elle représente 79% du pouvoir comburivore réel, d'où :

$$N_{N_2} = 0,79P_{CO_r}^{01} = 0,79\alpha P_{CO_{th}}^{01} \quad (33)$$

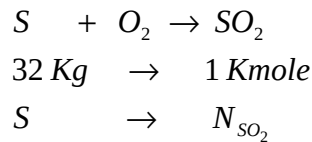
À partir des équations de combustion, on pourrait déterminer facilement les nombres de kmoles des gaz obtenues par la combustion.



$$N_{CO_2} = \frac{C}{12} \text{ (kmoles/kg de gazole)} \quad (34)$$



$$N_{H_2O} = \frac{H}{2} \text{ (kmoles/kg de gazole)} \quad (35)$$



$$N_{SO_2} = \frac{S}{32} \text{ (kmoles/kg de gazole)} \quad (36)$$

La quantité d'excès d'oxygène qui se trouve parmi les gaz résultants des réactions de combustion peut être calculée comme la différence entre celle qui est entrée au cylindre (quantité réelle disponible) et celle qui est théoriquement nécessaire pour la combustion complète du gazole (quantité stoechiométrique).

Sachant que, pour des conditions moyennes de température et de pression de l'air ambiant, la teneur en volume de l'oxygène dans l'air est 21%, donc elle représente 21% des pouvoirs comburivores réel et théorique, d'où :

$$N_{O_2(\text{excès})} = N_{O_2(\text{réel})} - N_{O_2(\text{théorique})} = 0,21P_{CO_r}^{01} - 0,21P_{CO_{th}}^{01} = 0,21\alpha P_{CO_{th}}^{01} - 0,21P_{CO_{th}}^{01}$$

$$N_{O_2(\text{excès})} = 0,21(\alpha - 1)P_{CO_{th}}^{01} \text{ (kmoles/kg de gazole)} \quad (37)$$

Soit N_{gc} la quantité totale des produits de combustion, alors :

$$N_{gc} = N_{CO_2} + N_{H_2O} + N_{SO_2} + N_{N_2} + N_{O_2(\text{excès})} \quad (38)$$

$$N_{gc} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + \frac{S}{32} + 0,79\alpha P_{CO_{th}}^{01} + 0,21(\alpha - 1)P_{CO_{th}}^{01}$$

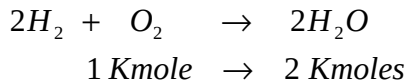
$$N_{gc} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + \frac{S}{32} + \alpha P_{CO_{th}}^{01} - 0,21P_{CO_{th}}^{01} \quad (39)$$

mais $0,21P_{CO_{th}}^{01} = \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32}$ (voir équation 26), d'où on obtient :

$$N_{gc} = \alpha P_{CO_{th}}^{01} + \frac{H}{4} \quad (40)$$

Remarque :

L'expressions de N_{gc} que l'on vient d'obtenir ci-dessus montrent que N_{gc} et N_a ne sont pas égaux. Dans le cas d'une combustion complète d'un combustible liquide (cas de la combustion du gazole dans les moteurs Diesels) une certaine augmentation de volume des gaz a lieu par suite de la réaction d'oxydation d'hydrogène du combustible en vapeur d'eau :



IV.5. Coefficient de changement moléculaire

On appelle coefficient de changement moléculaire le rapport du nombre de kmoles des produits de combustion sur le nombre de kmoles des substances initiales introduites (existantes) dans le cylindre du moteur.

On distingue deux types du coefficient de changement moléculaire :

$$\text{- théorique : } \mu_{th} = \frac{N_{gc}}{N_a} \quad (41)$$

$$\text{- réel : } \mu_r = \frac{N_{gc} + N_r}{N_a + N_r} \quad (42)$$

où N_r est le nombre de kmoles des gaz résiduels existants dans le cylindre au moment de l'introduction de la charge fraîche (air dans le cas d'un moteur Diesel).

CHAPITRE V

CALCUL DES PARAMÈTRES DU CYCLE RÉEL D'UN MOTEUR DIESEL

V.1. Calcul des paramètres à la fin d'admission

Soient (P_0, T_0) et (P_a, T_a) la pression et la température de charge fraîche (air), respectivement, à l'entrée du cylindre (point A sur la figure II-1) et à la fin (théorique) d'admission au PMB (point B sur la figure II-1).

V.1.1. Calcul de P_a

Dans les calculs on admet que l'admission est finie au PMB.

En appliquant l'équation de Bernoulli sur la ligne de courant entre l'entrée dans le cylindre et la fin d'admission, on trouverait :

$$\underbrace{\frac{P_0}{\rho_0} + \frac{1}{2}v_0^2 + gZ_0}_{\text{à l'entrée dans le cylindre}} = \underbrace{\frac{P_a}{\rho_a} + \frac{1}{2}v_a^2 + gZ_a + \xi_{ad} \frac{v_{ad}^2}{2}}_{\text{à la fin d'admission au PMB}} \quad (43)$$

avec :

$\frac{P}{\rho}$: caractérise l'énergie potentielle due à la pression,

gZ : caractérise l'énergie potentielle due à l'altitude,

$\frac{1}{2}v^2$: caractérise l'énergie cinétique d'écoulement,

v_{ad} (m/s) : vitesse moyenne d'écoulement du fluide à travers la section de passage de la soupape d'admission. On considère cette section parce qu'elle est la plus petite dans le système d'admission,

ξ_{ad} : coefficient caractérisant la résistance à l'écoulement du système d'admission,

$\xi_{ad} \frac{v_{ad}^2}{2}$: caractérise la perte de charge singulière lors de l'admission,

v_a (m/s) : vitesse d'écoulement de la charge dans le cylindre,

En admettant que :

- $v_0 = v_{ad}$, dans le cas un moteur suralimenté (notre cas) et $v_0 = 0$, dans le cas un moteur non suralimenté,

- $v_a = \beta v_{ad}$, où β est le coefficient d'amortissement de la vitesse d'écoulement de la charge,

- $\rho_a = \rho_{air} = \rho_0$, $Z_a = Z_0$,

l'équation de Bernoulli devient sous la forme suivante :

$$\frac{P_0}{\rho_0} + \frac{1}{2} v_{ad}^2 = \frac{P_a}{\rho_a} + \frac{1}{2} \beta^2 v_{ad}^2 + \xi_{ad} \frac{v_{ad}^2}{2} \quad (44)$$

$$P_a = P_0 - \frac{1}{2} v_{ad}^2 \rho_0 ((\xi_{ad} + \beta^2) - 1) \quad (45)$$

$$P_a = P_0 - \Delta P_a \quad (46)$$

où la perte de charge totale est :

$$\Delta P_a = \frac{1}{2} v_{ad}^2 \rho_0 ((\xi_{ad} + \beta^2) - 1) \quad (47)$$

Dans les calculs on admet :

- $\xi_{ad} + \beta^2 = 2,5 \text{ à } 4$, valeurs déterminées par expérience pour les moteurs d'automobiles lorsque la soupape est entièrement ouverte sur le régime nominal,

- $v_{ad} = 50 \text{ à } 150 \text{ m/s}$, dépend de la vitesse de rotation.

L'expérience montre que :

- Pour un moteur à quatre temps non suralimenté, $P_a = (0,8 \text{ à } 0,9) P_0$,

- Pour un moteur à quatre temps suralimenté, $P_a = (0,9 \text{ à } 0,96) P_0$,

D'après la loi de continuité, la quantité de charge passant à travers la section de la soupape d'admission est égale à la quantité arrivant dans le cylindre, d'où :

$$v_{ad} S_{ad} = v_p S_p \quad (48)$$

$$v_{ad} = v_p \frac{S_p}{S_{ad}} \quad (49)$$

où :

S_{ad} et S_p sont respectivement les sections de soupape d'admission et du piston,
 v_p est la vitesse de déplacement du piston.

En tenant compte que $S_p = \frac{\pi D^2}{4}$ et v_p est proportionnelle à la vitesse de rotation du vilebrequin N (tr/mn), on pose $v_p = KN$, où K est le coefficient de proportionnalité et D est l'alésage du cylindre, la perte de charge pourrait être exprimée comme suit :

$$\Delta P_a = \frac{1}{2} \rho_0 v_{ad}^2 ((\xi_{ad} + \beta^2) - 1) = \frac{1}{2} v_p^2 \rho_0 \left(\frac{S_p}{S_{ad}} \right)^2 ((\xi_{ad} + \beta^2) - 1) \quad (50)$$

$$\Delta P_a = \frac{\rho_0 \pi^2 D^4 K^2 ((\xi_{ad} + \beta^2) - 1) N^2}{32 S_{ad}^2} \quad (51)$$

$$\Delta P_a = \kappa \frac{N^2}{S_{ad}^2} \quad (52)$$

avec :

$$\kappa = \frac{\rho_0 \pi^2 D^4 K^2 ((\xi_{ad} + \beta^2) - 1)}{32} = cte \quad (53)$$

Comme le montre l'expression de ΔP_a , l'abaissement de pression à l'admission est proportionnel au carré de la vitesse de rotation du vilebrequin et inversement proportionnel au carré de la section de passage de la soupape d'admission.

L'augmentation de S_{ad} afin de réduire ΔP_a est réalisée en augmentant le nombre des soupapes d'admission.

V.1.2. Calcul de T_a

La charge fraîche introduite dans le cylindre est à la fin d'admission déjà mélangée avec les gaz résiduels. Ainsi, la charge fraîche est chauffée par les parois de canalisation d'admission où une augmentation de température de ΔT se produit, et par les gaz brûlés dont leur température est désignée par T_r .

En appliquant la loi de conservation d'énergie thermique (de chaleur) lors de la phase d'admission, on pourrait écrire :

$$Q_{charge\ fraîche} + Q_{gaz\ résiduels} = Q_{(charge\ fraîche + gaz\ résiduels)} \quad (54)$$

En admettant que la charge fraîche et les gaz résiduels sont mélangés à pression constante, les termes de l'équation d'équilibre pourraient être exprimés comme suit :

$$Q_{charge\ fraîche} = c_p^f N_f (T_0 + \Delta T) \quad (55)$$

$$Q_{gaz\ résiduels} = c_p^r N_r T_r \quad (56)$$

$$Q_{\text{charge fraîche + gaz résiduels}} = c_p^{f+r} N_{f+r} T_a = c_p^{f+r} (N_f + N_r) T \quad (57)$$

où :

c_p^f , c_p^r et c_p^{f+r} sont, respectivement, les chaleurs spécifiques de la charge fraîche, des gaz résiduels et du mélange gazeux entre les deux. Elles s'expriment en J/kmole.K,

N_f , N_r et N_{f+r} sont, respectivement, les nombres de kmols de la charge fraîche au PMB, des gaz résiduels et du mélange gazeux entre les deux,

ΔT est la différence de température responsable de la réchauffage de la charge fraîche par les parois. Elle s'exprime en degré Kelvin (K),

T_0 , T_r et T_a sont, respectivement, les températures de l'air ambiant, des gaz résiduels et la température à la fin d'admission au PMB. Elles s'expriment en degré Kelvin (K).

La température des gaz résiduels T_r dépend de la charge et du nombre de tours. Elle croît avec l'augmentation de ces derniers.

Soient : $c_p^{f+r} \cong c_p^f$ et $c_p^r = \phi \cdot c_p^f$, où ϕ est le coefficient de proportionnalité.

En remplaçant chaque terme par sa valeur dans l'équation de la conservation de l'énergie thermique, on trouve :

$$c_p^f N_f (T_0 + \Delta T) + c_p^r N_r T_r = c_p^{f+r} (N_f + N_r) T \quad (58)$$

$$c_p^f N_f (T_0 + \Delta T) + \phi \cdot c_p^f N_r T_r = c_p^f (N_f + N_r) T \quad (59)$$

$$(T_0 + \Delta T) + \phi \frac{N_r}{N_f} T_r = \left(1 + \frac{N_r}{N_f} \right) T_a \quad (60)$$

Soient :

$\gamma_r = \frac{N_r}{N_a}$: coefficient des gaz résiduels. C'est le rapport entre le nombre de kmols des gaz résiduels et le nombre de kmols de la charge fraîche,

$\phi = \frac{N_a}{N_f}$, est la charge d'appoint qui peut être plus précisément déterminé comme

suit :

$$\phi = \frac{N_a + N_r}{N_f + N_r} \quad (61)$$

Ce coefficient tient compte du fait, que le nombre de kmols de charge fraîche N_a déterminé au moment de fermeture de la soupape d'admission (RFA) est légèrement différent de celui qui remplit le cylindre lorsque le piston est au PMB, N_f .

$$\frac{N_r}{N_f} = \frac{N_r}{N_a} \times \frac{N_a}{N_f} \cong \gamma_r \phi \quad (62)$$

En remplaçant le rapport $\frac{N_r}{N_f}$ par sa valeur dans l'équation de la conservation de l'énergie thermique, on obtient :

$$(T_0 + \Delta T) + \gamma_r \phi \phi T_r = (1 + \gamma_r \phi) T_a \quad (63)$$

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r \phi \phi T_r}{1 + \gamma_r \phi} \quad (64)$$

D'après l'équation caractéristique des gaz parfaits au PMH : $P_r V_m = N_r R T_r$,

où :

R est la constante des gaz parfaits, $R = 8314 \text{ J/kmole.K}$,

V_m est le volume de la chambre de combustion (volume mort),

P_r est la pression des gaz résiduels.

Dans les calculs de γ_r on accepte que :

- pour un moteur non suralimenté, $P_r = (1,1 \text{ à } 1,25) P_0$
- pour un moteur suralimenté, $P_r = (0,7 \text{ à } 0,9) P_0$
- ϕ varie de 1 à 1,07.

Sans erreur appréciable on peut adopter dans les calculs que : $\phi = \phi = 1$, d'où on trouve :

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \quad (65)$$

Dans les moteurs suralimentés, la pression P_0 et la température T_0 seront remplacées dans les formules, respectivement, par la pression P_{ac} et la température T_{ac} de l'air comprimé à l'entrée du moteur. En fin de compte, il est important de noter que pour un moteur suralimenté le diagramme du cycle réel diffère dans sa partie inférieure de celui d'un moteur non suralimenté.

ΔT varie de 0 à 20 pour les moteurs à essence et de 20 à 40 pour les moteurs Diesel [2].

T_r varie de 900 à 1000 K pour les moteurs à essence, de 700 à 900 K pour les moteurs Diesel, et de 500 à 700 K pour des groupes électrogènes et moteurs suralimentés. [2].

γ_r varie de 0,06 à 0,1 pour les moteurs à essence et de 0,03 à 0,06 pour les moteurs Diesel [2].

Il est très claire que pour déterminer la température à la fin d'admission T_a , il est nécessaire de déterminer le coefficient des gaz résiduels γ_r qui dépend à son tour du taux de remplissage.

V.1.3. Taux de remplissage η_v

V.1.3.1. Définition

Le taux de remplissage d'un moteur est le rapport entre la quantité d'air qui pénètre réellement dans le cylindre et celle qui pourrait y pénétrer, théoriquement, compte tenu des caractéristiques du gaz dans la conduite d'admission. Autrement dit, c'est le rapport entre la quantité d'air occupant le volume total du cylindre $(C_y + V_m)$ au début de la compression réelle (point RFA sur la figure II-1) et la quantité qui pourrait remplir le volume de cylindrée C_y dans les conditions à l'admission (point A sur la figure II-1) de température et de pression. Le taux de remplissage est toujours inférieur à un. Il correspond à un rendement volumétrique d'un moteur alternatif à combustion interne.

Lorsque le moteur est suralimenté, le taux de remplissage reste très proche et inférieur à un. Il décroît avec la vitesse et augmente avec le rapport de pression.

Pour un moteur Diesel de 2,08 litres de cylindrée, suralimenté sans échangeur, le taux de remplissage η_v se met, en fonction de la vitesse de rotation N , sous la forme :

$$\eta_v = 0,922 - 1,98 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{N}{1000} \quad (66)$$

où N (tr/mn) est la vitesse de rotation de vilebrequin [3].

Le taux de remplissage η_v varie entre 0,75 à 0,8 pour un moteur à essence, de 0,8 à 0,9 pour un moteur Diesel non suralimenté et de 0,8 à 0,95 pour un moteur Diesel alimenté [2].

V.1.3.2. Calcul du taux de remplissage η_v

Pour un moteur non suralimenté la masse d'air (puisque'on traite le cas d'un moteur Diesel) qui peut théoriquement remplir la cylindrée est égale à : $m_{th} = C_y \rho_{air}$, où

$$\rho_{air} = \frac{P_0}{rT_0} \text{ et } r = \frac{R}{M_{air}} \text{ (dans le cas d'un moteur suralimenté, } P_0 \text{ et } T_0 \text{ seront remplacées}$$

par la pression et la température de l'air comprimé à l'entrée du moteur (après la sortie du compresseur, l'air comprimé peut être refroidi pour atteindre la température ambiante).

Par définition, le taux de remplissage pourrait s'écrire comme suit :

$$\eta_v = \frac{N_a}{N_{th}} = \frac{m_a}{m_{th}} = \frac{m_a}{C_y \rho_{air}} \quad (67)$$

où m_a et N_a sont, respectivement, la masse et le nombre de kmoles d'air disponible dans le cylindre à la fin d'admission (au début réel de la compression).

Dans les conditions habituelles de température et de pression, l'air peut être considéré comme un gaz parfait. Il obéit donc à la loi de Mariotte : $PV = NRT$.

Pour N_{th} (à l'entrée du cylindre), on trouverait : $P_0 C_y = N_{th} RT_0$, d'où :

$$N_{th} = \frac{P_0 C_y}{RT_0} \quad (68)$$

Pour N_a (à la fin d'admission), on trouverait :

$$P_a V_a = (N_f + N_r) RT_a \quad (69)$$

où :

$$V_a = C_y + V_m \quad (70)$$

et N_f est le nombre de kmoles de charge fraîche au PMB. Au delà de ce point la quantité peut augmenter ou diminuer. Pour cela, N_a au point RFA (lorsque la soupape d'admission est fermée) peut être plus grande, égale ou plus petite que N_f .

À partir de l'équation (61), on trouve :

$$N_f + N_r = \frac{N_a + N_r}{\phi} \quad (71)$$

En remplaçant les équations, (70) et (71) dans l'équation (69), nous obtiendrons :

$$P_a V_a = P_a (C_y + V_m) = \frac{(N_a + N_r)}{\phi} RT_a \quad (72)$$

$$P_a \phi (C_y + V_m) = (N_a + N_r) RT_a = N_a \left(1 + \frac{N_r}{N_a} \right) RT_a = N_a (1 + \gamma_r) RT_a \quad (73)$$

$$N_a = \frac{P_a \phi (C_y + V_m)}{(1 + \gamma_r) RT_a} \quad (74)$$

Alors le taux de remplissage devient :

$$\eta_v = \frac{N_a}{N_{th}} = \frac{\frac{P_a \phi (C_y + V_m)}{(1 + \gamma_r) RT_a}}{\frac{P_0 C_y}{RT_0}} = \phi \frac{(C_y + V_m)}{C_y} \frac{P_a}{P_0} \frac{T_0}{(1 + \gamma_r) T_a} \quad (75)$$

Sachant que le taux de compression volumétrique est défini par le rapport du volume total du cylindre sur le mort :

$$\varepsilon = \frac{C_y + V_m}{V_m} \quad (76)$$

Nous trouverons que:

$$\frac{C_y + V_m}{C_y} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \quad (77)$$

$$V_m = \frac{C_y}{\varepsilon - 1} \quad (78)$$

D'où l'équation du taux de remplissage s'écrit sous la forme suivante :

$$\eta_v = \phi \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_a}{P_0} \frac{T_0}{(1 + \gamma_r) T_a} \quad (79)$$

Si on adopte que l'échappement des gaz brûlés s'achève au PMH et on applique à ce point l'équation caractéristique des gaz parfaits (équation de Mariotte) on obtient :

$$P_r V_m = N_r R T_r, \text{ d'où :}$$

$$N_r = \frac{P_r V_m}{R T_r} = \frac{P_r C_y}{R(\varepsilon - 1) T_r} \quad (80)$$

Sachant que $N_a = \eta_v N_{th} = \eta_v \frac{P_0 C_y}{R T_0}$ et en remplaçant la valeur de N_r dans l'équation du coefficient des gaz résiduels, cette dernière devient comme suit :

$$\gamma_r = \frac{N_r}{N_a} = \frac{\frac{P_r C_y}{R(\varepsilon - 1) T_r}}{\frac{P_0 C_y}{R T_0}} = \frac{1}{\eta_v (\varepsilon - 1)} \frac{P_r}{P_0} \frac{T_0}{T_r} \quad (81)$$

En remplaçant γ_r par sa valeur dans l'équation de T_a , on obtient :

$$T_a (1 + \gamma_r) = T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r = \frac{(T_0 + \Delta T) \eta_v (\varepsilon - 1) P_0 + P_r T_0}{\eta_v (\varepsilon - 1) P_0} \quad (82)$$

En remplaçant $T_a (1 + \gamma_r)$ sa valeur dans l'équation de η_v , on obtient :

$$\eta_v = \phi \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_a}{P_0} \frac{T_0}{\frac{(T_0 + \Delta T) \eta_v (\varepsilon - 1) P_0 + P_r T_0}{\eta_v (\varepsilon - 1) P_0}} \quad (83)$$

$$\eta_v = \phi \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_a}{P_0} \frac{\eta_v (\varepsilon - 1) P_0 T_0}{\eta_v (T_0 + \Delta T) (\varepsilon - 1) P_0 + P_r T_0} \quad (84)$$

$$\eta_v = \frac{T_0}{(T_0 + \Delta T)} \frac{1}{(\varepsilon - 1)} \left(\frac{\phi \varepsilon P_a}{P_0} - \frac{P_r}{P_0} \right) \quad (85)$$

En remplaçant η_v par sa valeur dans l'équation de γ_r , on obtient :

$$\gamma_r = \frac{(T_0 + \Delta T)}{T_r} \frac{P_r}{(\phi \varepsilon P_a - P_r)} \quad (86)$$

V.2. Calcul des paramètres en fin de compression

V.2.1. Description du phénomène

Pendant la compression, la température et la pression de la charge fraîche s'élèvent. Leurs valeurs en fin de compression dépendent de celles de la pression et la température au début de compression (début théorique au point B et début réel au point RFA), du taux de compression et de l'échange de chaleur avec les parois du cylindre. Aux hauts taux de compression correspondent haut degré de détente et meilleure utilisation de chaleur (la détente est le temps moteur d'où apparaît l'importance d'un taux élevé de détente).

Il est très important, dans le cas d'un moteur Diesel à allumage par auto-inflammation, que le rapport volumétrique de compression soit supérieur à une valeur minimale pour laquelle les caractéristiques du mélange combustible restent toujours inférieures aux conditions critiques d'auto-inflammation.

La compression du mélange assure les conditions nécessaires pour le déroulement de la combustion. À la fin de la compression, la température et la pression sont suffisamment hautes et le mélange est concentré dans un volume petit et compact.

En effet, la formation du mélange se produit dans la chambre de combustion au voisinage du PMH et se continue en même temps que la combustion se déroule. Dans ce cas, on demande que la température au moment d'injection soit suffisamment haute pour que les premières portions du mélange s'enflamme sans aucune source externe de chaleur.

En l'absence d'échanges de chaleur entre la paroi et le fluide, on considère la compression comme adiabatique. En réalité il existe un transfert de chaleur dans le sens parois-gaz au début de la compression. Ce transfert de chaleur résulte de des températures élevées des parois du cylindre, supérieures à celle du gaz. Le piston remontant vers le point mort haut PMH température et la pression du gaz augmentent. L'échange de chaleur se fait ensuite dans le sens gaz-parois². En assimilant à chaque instant la compression à une compression polytropique, l'exposant polytropique k varie au cours

² En fait, c'est entre le point B et le point RFA que le transfert de chaleur se fait dans le sens parois-gaz jusqu'à que leurs températures s'égalisent au point RFA. Au delà de ce point et jusqu'à le point C le transfert se déroule dans le sens inverse (gaz-parois). Cela signifie que le gaz déjà chauffé fournit de la chaleur aux parois.

de la phase de compression. Il prend dans l'intervalle [B ; RFA] des valeurs supérieures à l'exposant adiabatique γ et dans l'intervalle [RFA ; C] des valeurs inférieures à l'exposant adiabatique γ , tandis qu'au point RFA l'exposant polytropique k est égal à celui adiabatique γ . En simplifiant, on considère le processus de compression comme une évolution polytropique qui obéit la loi de Laplace (ou de Poisson) : $PV^k = cte$.

Le coefficient polytropique k varie avec le diamètre du cylindre et la vitesse de rotation du moteur.

Plus le diamètre du cylindre est élevé, plus la vitesse de rotation du moteur est importante, plus la compression tend à devenir adiabatique et $k \rightarrow \gamma$.

V.2.2. Calcul des paramètres de compression P_{cp} et T_{cp}

Soient (P_{cp}, T_{cp}) la pression et la température des gaz à la fin (théorique) de compression au point mort haut PMH (point C sur la figure II-1).

Analytiquement, il est très difficile de déterminer les paramètres en fin de compression à cause de la variabilité du coefficient polytropique k .

Compte tenu de cette difficulté, on les détermine à l'aide d'une valeur moyenne et constante de k en admettant que la compression commence au point mort bas PMB.

Les paramètres qu'on va déterminer sont au point mort haut PMH. En réalité la combustion commence à 10° à 15° de rotation de vilebrequin avant le point mort haut PMH.

Alors, soit k_c la valeur moyenne de l'exposant polytropique de compression. Les lois de Mariotte et Laplace permettent d'écrire :

$$P_{cp} V_{cp}^{k_c} = P_a V_a^{k_c} \text{ et } T_{cp} V_{cp}^{k_c-1} = T_a V_a^{k_c-1} \quad (87)$$

Alors :

$$P_{cp} = P_a \left(\frac{V_a}{V_{cp}} \right)^{k_c} \quad (88)$$

et

$$T_{cp} = T_a \left(\frac{V_a}{V_{cp}} \right)^{k_c-1} \quad (89)$$

d'où :

$$P_{cp} = P_a (\varepsilon)^{k_c} \quad (90)$$

et

$$T_{cp} = T_a (\varepsilon)^{k_c-1} \quad (91)$$

avec : $\frac{V_a}{V_{cp}} = \frac{C_y + V_m}{V_m} = \varepsilon.$

Le coefficient polytropique de compression k_c varie de 1,3 à 1,37 pour un moteur à essence et de 1,32 à 1,4 pour un moteur Diesel.

Remarque :

Dans les calculs thermiques on utilise en général les valeurs de k_c établies expérimentalement pour des moteurs voisins par leurs dimensions du cylindre, par leur rapidité et autres paramètres constructifs.

La quantité de chaleur échangée entre parois et mélange au cours de la compression dans les moteurs actuels (pour les moteurs Diesel) est de 5 à 8 % de toute la chaleur transférée au cours d'un cycle. Pour cette raison, s'il n'y a pas des données précises sur les valeurs du coefficient polytropique k_c on recommande d'utiliser le coefficient adiabatique moyen γ_{moy} au lieu de k_c .

La formule de Laplace $c_p - c_v = R$ et la définition du coefficient adiabatique de compression $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$ permettent d'écrire : $\gamma = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c_v + R}{c_v} = 1 + \frac{R}{c_v}.$

Donc, $\gamma_{moy} = 1 + \frac{R}{c_{v,moy}}$, où est la valeur moyenne de la chaleur spécifique molaire dans l'intervalle $[T_a; T_{cp}]$.

V.3. Calcul des paramètres en fin de combustion

V.3.1. Définition

Par le terme de combustion on désigne une réaction chimique à évolution rapide accompagnée d'émission lumineuse et d'un important dégagement de chaleur : la flamme.

V.3.2. Description du phénomène

Lors de l'injection du carburant dans l'air surchauffé et à pression élevée de la chambre, apparaît le délai d'inflammation du carburant qui recouvre le temps nécessaire :

- pour que les gouttes formées s'échauffent et se vaporisent : délai physique,

- pour que les premières réactions chimiques conduisent à l'apparition des foyers d'auto-inflammation : délai chimique.

Dans les moteurs Diesel, les mélanges sont hétérogènes où la vitesse de combustion est limitée par l'inter-diffusion des vapeurs du combustible et de l'air. La vitesse des réactions chimiques dans ce cas est d'importance secondaire.

Le combustible s'injecte dans l'air échauffé par compression, ayant la température de 550°C à 650°C et la pression de 3 à 4 MPa.

La combustion dans les moteurs Diesels dépend des propriétés du combustible, de la qualité de pulvérisation (atomisation), de la durée d'injection, de l'avance à l'injection, du taux de compression, charge, nombre de tours, forme de la chambre et autres paramètres.

V.3.3. Calcul des paramètres de la combustion P_{cb} et T_{cb}

La chaleur dégagée lors de la combustion du mélange est consommée à l'échauffement du fluide moteur et à la production du travail. Une partie de chaleur est transmise au système de refroidissement.

Il est très difficile de faire le calcul thermodynamique du cycle réel en tenant compte de toutes les pertes ayant lieu dans le moteur. Dans ce cas, quelques particularités pourraient nous aider :

- la ligne de combustion dans le cycle réel est remplacée par deux droites : isochore CD et isobare DE, c'est-à-dire c'est le cas du cycle théorique avec apport mixte de chaleur,
- les pertes de chaleur dues à la dissociation et au transfert de chaleur aux parois seront prises en considération par un coefficient appelé taux d'utilisation de chaleur, noté ξ_{cb} . Ce coefficient est parfois appelé rendement de la combustion et est déterminé par expérience.

Appliquons à une masse d'un kg de combustible le premier principe de la thermodynamique :

$$\Delta u = W + Q \quad (92)$$

où :

$$W = -\int_C^E P dV \quad (93)$$

avec :

W est le travail des gaz pendant la combustion,

Q est la quantité de chaleur dégagée pendant la phase de combustion,

Δu est la variation de l'énergie interne du mélange gazeux pendant la phase de combustion.

La quantité de chaleur peut être évaluée comme suit :

$$Q = \xi_{cb} m_c P_{CI} = \xi_{cb} P_{CI} \quad (94)$$

avec :

$$m_c = 1 \text{ Kg},$$

P_{CI} (J / Kg) est le pouvoir calorifique inférieur du combustible.

Le taux d'utilisation de chaleur ξ_{cb} est pris à base des données expérimentales et selon le type du moteur. Ce coefficient dépend de la charge du moteur et du nombre de tours du vilebrequin. Les valeurs basses de ξ_{cb} indiquent, non seulement la transmission intense de chaleur à travers les parois, mais aussi que la combustion se produit pendant la détente.

La variation de l'énergie interne peut être calculée comme suit :

$$\Delta u = u_E - u_C = (N_{gc} + N_r) U_E^{gc} - (N_a U_C^f + N_r U_C^{gc}) \quad (95)$$

où :

u_E et u_C sont les énergies internes aux températures T_E et T_C , aux points E et C respectivement sur la figure II-1,

U_E^{gc} et U_C^{gc} sont respectivement les énergies internes d'une kmole des produits de combustion aux températures T_E et T_C , aux points E et C sur la figure II-1,

U_C^f est l'énergie interne d'une kmole de la charge fraîche à la température T_C , au point C sur la figure II-1,

u_E et u_C sont en Joules (J), tandis que U_E^{gc} , U_C^f et U_C^{gc} sont Joules par kmole (J/kmole),

N_a , N_r et N_{gc} sont respectivement le nombre de kmoles de charge fraîche, des gaz résiduels et de produits de combustion pour un kg de combustible introduit dans le cylindre,

Le travail est calculé à partir de sa définition :

$$W = W_{CE} = W_{CD} + W_{DE} = W_{DE}, \text{ car } W_{CD} = 0 \text{ (combustion isochore).}$$

$$W = -\int_D^E P dV = -P_D \int_D^E dV = -P_D (V_E - V_D) = P_D V_D - P_D V_E \quad (96)$$

où :

$P_C = P_{cp}$ est la pression à la fin théorique de compression,

$P_D = P_E = P_{cb}$ est la pression à la fin théorique de combustion,

$V_D = V_C = V_m$ est le volume mort au point mort haut PMH,

$V_E = V_{cb}$ est le volume du cylindre occupé par les gaz à la fin théorique de combustion.

Soient :

- le taux d'élévation de pression défini par :

$$\lambda = \frac{P_D}{P_C} = \frac{P_{cp}}{P_{cb}} \quad (97)$$

D'où :

$$P_D = \lambda P_C \quad (98)$$

- le taux de détente préliminaire défini par :

$$\rho = \frac{V_E}{V_D} = \frac{V_{cb}}{V_m} \quad (99)$$

En remplaçant la valeur de P_D dans l'équation du travail de combustion, nous obtenons :

$$W = P_D V_D - P_D V_E = \lambda P_C V_C - P_E V_E \quad (100)$$

La loi de Mariotte permet d'évaluer les produits $P_C V_C$ et $P_E V_E$ sous les formes suivantes :

$$P_C V_C = R(N_a + N_r)T_C = R(N_a + N_r)T_{cp} \quad (101)$$

$$P_E V_E = R(N_{gc} + N_r)T_E = R(N_{gc} + N_r)T_{cb} \quad (102)$$

avec :

$T_C = T_{cp}$ est la température à la fin théorique de compression au point C.

$T_E = T_{cb}$ est la température à la fin théorique de combustion au point E.

D'où :

$$W = \lambda P_C V_C - P_E V_E = \lambda R(N_a + N_r)T_C - R(N_{gc} + N_r)T_E \quad (103)$$

En remplaçant Δu , Q et W par leurs valeurs dans l'équation du premier principe (92), nous trouvons :

$$(N_{gc} + N_r)U_E^{gc} - (N_a U_C^f + N_r U_C^{gc}) = \lambda R(N_a + N_r)T_C - R(N_{gc} + N_r)T_E + \xi_{cb} P_{Cl} \quad (104)$$

En divisant par $(N_a + N_r)$, on obtient :

$$\frac{(N_{gc} + N_r)}{(N_a + N_r)} U_E^{gc} + R \frac{(N_{gc} + N_r)}{(N_a + N_r)} T_E = \lambda R T_C + \frac{(N_a U_C^f + N_r U_C^{gc})}{(N_a + N_r)} + \frac{\xi_{cb} P_{Cl}}{(N_a + N_r)} \quad (105)$$

Soit le coefficient réel du changement moléculaire défini par :

$$\mu_r = \frac{N_{gc} + N_r}{N_a + N_r} \quad (106)$$

En tenant compte de μ_r et $\gamma_r = \frac{N_r}{N_a}$, l'équation (105) de conservation d'énergie du premier principe de thermodynamique devient sous la forme suivante :

$$\mu_r U_E^{gc} + R\mu_r T_E = \lambda RT_C + \frac{(U_C^f + \gamma_r U_C^{gc})}{(1 + \gamma_r)} + \frac{\xi_{cb} P_{CI}}{N_a (1 + \gamma_r)} \quad (107)$$

L'équation obtenue s'appelle équation de combustion pour moteur Diesel et elle est comme suit :

$$\mu_r (U_E^{gc} + RT_E) = \lambda RT_C + \frac{(U_C^f + \gamma_r U_C^{gc})}{(1 + \gamma_r)} + \frac{\xi_{cb} P_{CI}}{N_a (1 + \gamma_r)} \quad (108)$$

À l'aide de l'équation de combustion pour moteur Diesel on détermine la température maximale du cycle T_E de la manière suivante :

- à l'aide des tableaux spéciaux on calcule U_C^{gc} et U_C^f qui correspondent à la température T_C , et on obtient une valeur constante du terme droit de l'équation de combustion,
- on se donne deux valeurs de la température T_E pour lesquelles on trouve à l'aide des tableaux cités ci-dessus les valeurs correspondantes de U_E^{gc} et de telle sorte qu'on obtienne deux valeurs du terme gauche de l'équation où l'une est supérieure et l'autre est inférieure à celle du terme droit, afin d'arriver à faire une interpolation linéaire qui nous amène à trouver la valeur recherchée de la température T_E .

Afin de diminuer le temps de calcul et faciliter la possibilité de créer un programme qui nous calcule tous les paramètres du cycle du moteur, nous avons extrait, à partir de tableaux mentionnés dans la référence [10] et qui montrent des différentes valeurs de l'énergie interne des gaz de combustion et de l'air en fonction de la température, des modèles mathématiques paraboliques qui approchent la variation de l'énergie interne en fonction de la température et de la richesse (ou excès d'air) dans la chambre à combustion (voir Annexe IV).

Ces modèles permettent de transformer l'équation de la combustion en une équation de seconde degré sous la forme suivante : $aT_E^2 + bT_E + c = 0$.

La résolution de cette équation nous amène à trouver la valeur de la température T_E . C'est la racine positive.

La pression à la fin de la combustion peut être calculée à partir de la formule (97) de λ . D'où :

$$P_{cb} = \lambda P_{cp} \quad (109)$$

Le taux d'utilisation de chaleur ξ_{cb} varie de 0,8 à 0,9 pour un moteur à essence et de 0,7 à 0,82 pour un moteur Diesel [2].

Le taux d'élévation de pression λ varie de 3,8 à 4,2 pour un moteur à essence et de 1,7 à 2,1 pour un moteur Diesel [2].

V.3.4. Calcul du taux de détente préliminaire ρ

La loi de Mariotte appliquée aux points C et E permet d'écrire :

$$P_C V_C = R(N_a + N_r)T_C = R(N_a + N_r)T_{cp} \quad (110)$$

$$P_E V_E = R(N_{gc} + N_r)T_E = R(N_{gc} + N_r)T_{cb} \quad (112)$$

D'où :

$$\frac{P_E V_E}{P_C V_C} = \lambda \rho = \frac{R(N_{gc} + N_r)T_E}{R(N_a + N_r)T_C} = \mu_r \frac{T_E}{T_C} = \mu_r \frac{T_{cb}}{T_{cp}} \quad (113)$$

Donc le taux de détente préliminaire est :

$$\rho = \frac{\mu_r}{\lambda} \frac{T_{cb}}{T_{cp}} \quad (114)$$

V. 4. Calcul des paramètres à la fin de la détente

V.4.1. Description du phénomène

Cette phase, réellement, commence avec l'arrêt de la combustion et se termine à l'ouverture de soupape (ou de la lumière) d'échappement (AOE : Avance Ouverture Échappement). Au cours de la phase de détente (temps moteur), l'énergie calorifique produite par la combustion est transformée en travail.

Le processus de détente des gaz dans le cylindre s'effectue suivant une loi polytropique qui diffère peu de celle pour laquelle l'exposant k est supérieur au rapport des capacités calorifiques à pression et à volume constants des gaz brûlés, γ . Ceci résulte du refroidissement que subit le gaz au cours de la détente dans le cylindre.

En effet, en assimilant à chaque instant la détente à une détente polytropique, l'exposant polytropique k varie au cours de la phase de détente. Il prend dans l'intervalle [E ; AOE] des valeurs inférieures à l'exposant adiabatique γ et dans l'intervalle [AOE ; F] des valeurs supérieures à l'exposant adiabatique γ , tandis qu'au point AOE l'exposant polytropique k est égal à celui adiabatique γ . En simplifiant, on considère le processus

de détente comme une évolution polytropique qui obéit la loi de Laplace (ou de Poisson) : $PV^k = cte$.

Les valeurs de k sont déterminées essentiellement par les pertes de chaleur aux parois qui diminuent lorsque le diamètre du cylindre ou la vitesse de rotation du moteur augmente.

V.4.2. Calcul des paramètres de la détente P_d et T_d

Soient (P_d, T_d) la pression et la température des gaz à la fin (théorique) de détente au pont mort bas PMB (point F sur la figure II-1).

Soit le taux de détente exprimé par :

$$\delta = \frac{V_d}{V_{cb}} = \frac{V_d}{V_m} \frac{V_m}{V_{cb}} = \frac{C_y + V_m}{V_m} \frac{V_m}{V_{cb}} = \varepsilon \left(\frac{1}{\rho} \right) = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad (115)$$

Analytiquement, il est très difficile de déterminer les paramètres en fin de la détente à cause de la variabilité du coefficient polytropique k .

Compte tenu de cette difficulté, on les détermine à l'aide d'une valeur moyenne et constante de k en admettant que la détente commence au point mort haut PMH.

Les paramètres qu'on va déterminer sont au point mort bas PMB. En réalité l'échappement commence à 40° à 60° de rotation de vilebrequin avant le point mort bas PMB.

Alors, soit k_d la valeur moyenne de l'exposant polytropique de détente. Les lois de Mariotte et Laplace permettent d'écrire :

$$P_d V_d^{k_d} = P_{cb} V_{cb}^{k_d} \quad (116)$$

et

$$T_d V_d^{k_d-1} = T_{cb} V_{cb}^{k_d-1} \quad (117)$$

À partir des équations (115), (116) et (117), la pression et la température à la fin de la détente peuvent s'écrire sous la forme suivante :

$$P_d = \frac{P_{cb}}{\delta^{k_d}} = P_{cb} \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{k_d} \quad (118)$$

et

$$T_d = T_{cb} \delta^{1-k_d} = T_{cb} \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{k_d-1} \quad (119)$$

Le coefficient polytropique de détente k_d varie de 1,23 à 1,3 pour un moteur à essence et de 1,18 à 1,28 pour un moteur Diesel.

V.5. Calcul des paramètres à la fin d'échappement

Lorsque la soupape d'échappement s'ouvre, les gaz d'échappement qui sont à une pression de quelques bars, se détendent dans la conduite d'échappement. Cette détente peut être supposée, en première approximation, adiabatique, la détente étant suffisamment rapide pour que les transferts de chaleur entre les gaz et les parois soient négligeables, l'énergie cinétique du gaz étant négligée.

En supposant que la température des gaz brûlés T_r détendus dans le cylindre est égale à celle à des gaz d'échappement dans la conduite et que la température des gaz d'échappement au moment où la soupape s'ouvre est égale à celle à la fin de la détente T_d , les lois de Mariotte et de Laplace permettent d'écrire :

$$T_r = T_d \left(\frac{P_r}{P_d} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (120)$$

Au cours de la phase d'échappement, le piston remonte au du point mort bas PMB vers le point mort haut PMH en poussant les gaz devant lui à pression et à température constantes.

La température des gaz brûlés T_r dépend de la charge et du nombre de tours. Elle croît avec l'augmentation de ces derniers.

CHAPITRE VI

CALCUL DES PARAMÈTRES CARACTÉRISANT LE FONCTIONNEMENT DU MOTEUR

VI.1. Calcul du travail indiqué du cycle réel w_i

VI.1.1. Procédure du calcul

Soit (ABCDEFGH) le diagramme du cycle théorique avec apport de chaleur mixte d'un moteur Diesel à quatre temps suralimenté à pression constante (figure VI-1).

Avant de calculer le travail utile total, il serait très important d'analyser l'importance des phénomènes de transvasement liés au mouvement du piston.

Les transvasements (admission et échappement) concernent la partie basse pression du cycle pendant laquelle le piston aspire l'air d'admission ou refoule les gaz brûlés.

En dehors de ces phénomènes, prépondérants pour le cycle à quatre temps, peuvent intervenir des phénomènes de balayage, du type de ceux que l'on rencontre sur les moteurs à deux temps. Ils sont provoqués par les écarts de pression entre l'admission et l'échappement qui peuvent engendrer un écoulement pendant la période d'ouverture simultanée des soupapes d'admission et d'échappement (période de croisement des soupapes) [4].

Si la pression à l'admission (entrée du moteur) est supérieure à celle à la fin d'échappement ($P_A > P_H$), l'écoulement va s'établir dans le sens admission vers échappement et entraînera un surbalayage du moteur. Le débit délivré par le compresseur sera supérieur à la capacité de remplissage du cylindre, ce qui aura pour conséquences :

- d'accroître le remplissage du cylindre par balayage plus ou moins partiel du volume mort,
- de réduire la quantité de gaz brûlés recyclés,
- d'accroître l'efficacité du refroidissement des parois internes par transfert thermique avec l'air de balayage,
- de délivrer (dans le cas de suralimentation par turbocompresseur) à la turbine un surcroît de débit gazeux.

Par contre, si la pression à l'admission (entrée du moteur) est inférieure à celle à la fin d'échappement ($P_A < P_H$), l'écoulement s'établira dans le sens échappement vers admission et entraînera un contre-balayage du moteur. Cette situation conduit aux conséquences suivantes :

- le taux de gaz brûlés recyclés est augmenté, ce qui réduit d'autant le remplissage en air des cylindres,
- la température moyenne des gaz est donc augmentée par le contre-balayage, ce qui tend à accroître les températures de parois et les transferts thermiques.

Et comme l'un des rôles de la suralimentation du moteur est de renforcer le remplissage, on a l'intérêt d'adopter dans nos calculs l'hypothèse que la pression à l'entrée du moteur doit être supérieure à celle à la fin d'échappement.

Alors, le travail utile du cycle théorique est par définition la somme algébrique des travaux qui sont du même signe (négatif) de deux boucles supérieure et inférieure lorsque la pression à l'admission (à l'entrée du moteur) est supérieure à la pression à la fin d'échappement.

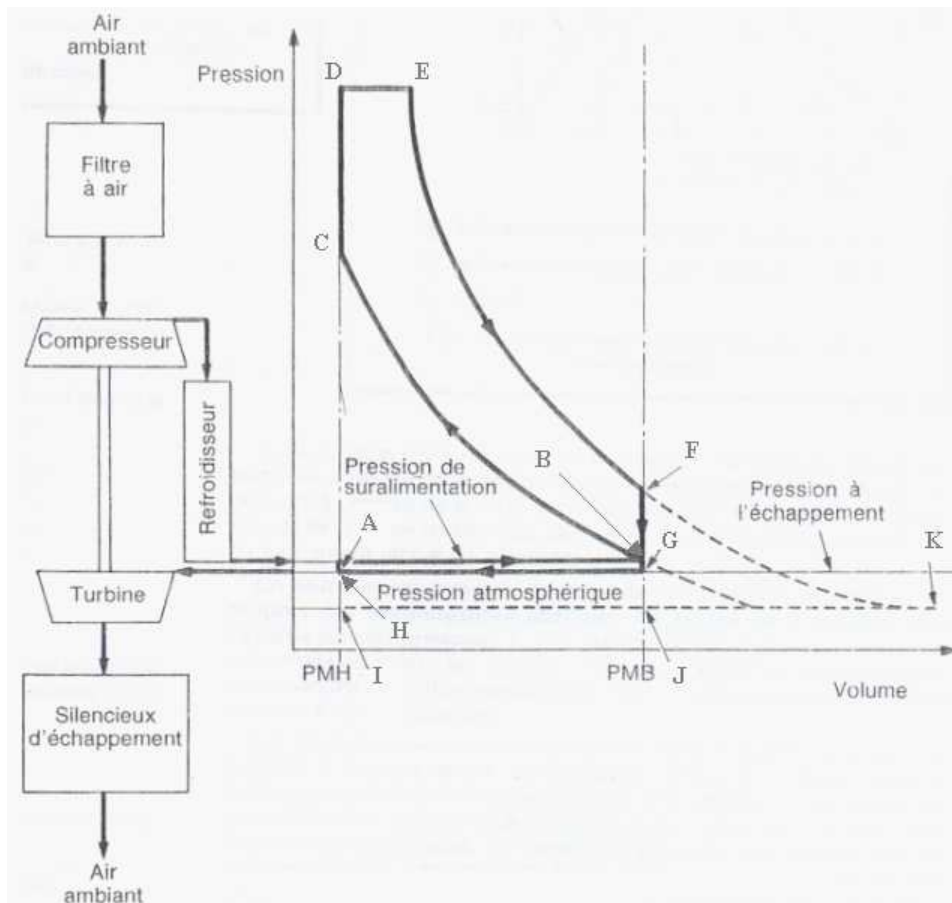


FIG. VI-1 : CYCLE D'UN MOTEUR DIESEL À QUATRE TEMPS SURALIMENTÉ PAR TURBOCOMPRESSEUR

Soit ψ le coefficient d'arrondissement du diagramme. Il tient compte du fait que le passage d'un temps à autre dans le cycle réel n'est pas stricte comme dans le cycle théorique .

Le coefficient ψ dépend en principe de la combustion et de l'avance à l'ouverture de soupape d'échappement. Les expériences montrent que ψ peut être choisi dans l'intervalle 0,95 à 0,97 où les moindres valeurs concernent les moteurs Diesels tandis que la limite supérieure appartient aux moteurs à allumage commandé.

Ainsi, le travail indiqué d'un cycle réel est égal au travail théorique du cycle thermodynamique (en tenant compte que les temps de compression et de détente sont polytropiques) multiplié par le coefficient ψ .

Alors le travail indiqué W_i du cycle réel est la somme des travaux pendant toutes les phases du cycle, d'où :

$$W_i = \psi(W_{\text{Boucle supérieure}} + W_{\text{Boucle inférieure}}) = \psi W_{th} \quad (121)$$

$$W_i = \psi(W_{AB} + W_{BC} + W_{CD} + W_{DE} + W_{EF} + W_{FB} + W_{BG} + W_{GH} + W_{HA}) \quad (122)$$

Par définition, le travail échangé entre les gaz du cylindre et le piston est défini par : $W = -\int P dV$, il en résulte que le travail d'une transformation isochore (à volume constant) est nul.

Par conséquent, nous obtenons : $W_{CD} = W_{FB} = W_{BG} = W_{HA}$.

Les transformations FG et HA représentées sur le diagramme comme étant isochores sont en réalité des transformations adiabatiques représentative de la détente et de la compression que subissent les gaz d'échappement, respectivement, à la fin de la détente après l'ouverture de la soupe d'échappement et à la fin d'échappement au moment de l'ouverture de la soupape d'admission.

VI.1.2. Travail de la boucle inférieure du cycle théorique

VI.1.2.1. Travail au cours de l'admission

Le travail du piston au cours de la phase d'admission se calcule à partir de la relation : $W_{AB} = -\int_A^B P dV$. Ce transvasement se fait à une pression constante ($P = P_A = P_B$), d'où :

$$W_{AB} = -\int_A^B P_B dV = -P_B \int_A^B dV = -P_B (V_B - V_A) = -P_B V_B \left(1 - \frac{V_A}{V_B}\right) \quad (123)$$

En remplaçant le rapport des volumes par son expression en fonction de ϵ , nous trouvons :

$$W_{AB} = -(\varepsilon - 1)P_A V_A = -P_B V_B \left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right) \quad (124)$$

$$\text{avec : } \varepsilon = \frac{V_B}{V_A}.$$

VI.1.2.2. Travail au cours de l'échappement

Pendant la deuxième phase de l'échappement, le gaz est repoussé à l'extérieur du cylindre lors de la montée du piston. Le travail du piston échangé au cours de cette phase se calcule à partir de la relation suivante : $W_{GH} = -\int_G^H P dV$. Ce transvasement se produit à pression constante ($P = P_G = P_H$), d'où :

$$W_{GH} = -\int_G^H P_G dV = -P_G \int_G^H dV = -P_G V_G \left(\frac{V_H}{V_G} - 1\right) = -P_H V_H \left(1 - \frac{V_G}{V_H}\right) \quad (125)$$

$$\text{avec : } \chi = \frac{P_A}{P_H} = \frac{P_B}{P_G} \left(\frac{1}{\chi} \text{ est le taux de diminution de pression}\right) \text{ et } \varepsilon = \frac{V_B}{V_A} = \frac{V_G}{V_H}.$$

D'où :

$$W_{GH} = -\frac{1}{\chi}(1 - \varepsilon)P_A V_A = -\frac{1}{\chi}\left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right)P_B V_B \quad (126)$$

Le travail de la boucle inférieure du cycle théorique est la somme de deux travaux des transvasements (admission et échappement). Il est exprimé, donc, par la relation suivante :

$$W_{(ABGH)} = W_{AB} + W_{GH} = -P_B V_B \left[\left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right) - \frac{1}{\chi} \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right) \right] = \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}\right) \left(\frac{1 - \chi}{\chi}\right) P_B V_B \quad (127)$$

La loi de Laplace appliquée sur la compression polytropique BC permet d'écrire :

$$P_B V_B^{k_c} = P_C V_C^{k_c} \quad (128)$$

d'où :

$$P_B V_B V_B^{k_c - 1} = P_C V_C V_C^{k_c - 1} \quad (129)$$

En tenant compte que $\varepsilon = \frac{V_B}{V_C}$, l'équation (129) nous donne :

$$P_B V_B = P_C V_C \left(\frac{V_C}{V_B}\right)^{k_c - 1} = P_C V_C \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{k_c - 1} = P_C V_C \frac{1}{\varepsilon^{k_c - 1}} \quad (130)$$

En remplaçant la valeur de $P_B V_B$ dans l'équation du $W_{(GHAB)}$, le travail de la boucle inférieure du cycle théorique devient :

$$W_{(ABGH)} = \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \right) \left(\frac{1 - \chi}{\chi} \right) P_B V_B = \frac{1}{\varepsilon^{k_c - 1}} \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \right) \left(\frac{1 - \chi}{\chi} \right) P_C V_C \quad (131)$$

$$W_{(ABGH)} = W_{AB} + W_{GH} = \frac{(\varepsilon - 1)(1 - \chi)}{\chi \varepsilon^{k_c}} P_C V_C \quad (132)$$

VI.1.3. Travail de la boucle supérieure du cycle théorique

VI.1.3.1. Travail au cours de la compression

La compression est une transformation polytropique caractérisée par la loi de Laplace $PV^{k_c} = cte$. Cette loi permet d'écrire : $PV^{k_c} = P_B V_B^{k_c} = P_C V_C^{k_c}$ et par suite : $P = \frac{P_C V_C^{k_c}}{V^{k_c}}$.

Le travail échangé par le piston avec la charge fraîche au cours de la compression polytropique se déduit de l'équation : $W_{BC} = - \int_B^C P dV$. En remplaçant la valeur de la pression déjà calculée dans la formule du travail, on obtient :

$$W_{BC} = - \int_B^C \frac{P_C V_C^{k_c}}{V^{k_c}} dV = - P_C V_C^{k_c} \int_B^C \frac{dV}{V^{k_c}} = \frac{- P_C V_C^{k_c}}{-k_c + 1} (V_C^{1-k_c} - V_B^{1-k_c}) \quad (133)$$

$$W_{BC} = \frac{P_C V_C}{k_c - 1} \left(1 - \left(\frac{V_B}{V_C} \right)^{1-k_c} \right) = \frac{P_C V_C}{k_c - 1} (1 - \varepsilon^{1-k_c}) = \frac{P_C V_C}{k_c - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k_c - 1}} \right) \quad (134)$$

Le travail de compression peut être exprimé d'une autre façon :

$$W_{BC} = \frac{P_C V_C}{k_c - 1} \left(1 - \frac{V_B^{1-k_c}}{V_C^{1-k_c}} \right) = \frac{1}{k_c - 1} \left(P_C V_C - \frac{P_C V_C^{k_c}}{V_B^{k_c - 1}} \right) = \frac{1}{k_c - 1} \left(P_C V_C - \frac{P_B V_B^{k_c}}{V_B^{k_c - 1}} \right) \quad (135)$$

D'où :

$$W_{BC} = \frac{1}{k_c - 1} (P_C V_C - P_B V_B) = \frac{1}{k_c - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k_c - 1}} \right) P_C V_C \quad (136)$$

VI.1.3.2. Travail au cours de la combustion isobare

Pendant la deuxième phase de la combustion qui se produit à pression constante ($P = P_D = P_E$), le travail échangé peut être calculé à partir de la formule suivante :

$$W_{DE} = -\int_D^E P dV = -P_E \int_D^E dV = -P_E (V_E - V_D) = -P_E V_D \left(\frac{V_E}{V_D} - 1 \right) \quad (137)$$

$$\text{avec : } \lambda = \frac{P_E}{P_C} \text{ et } \rho = \frac{V_E}{V_D}.$$

D'où :

$$W_{DE} = -\lambda(\rho - 1)P_C V_C \quad (138)$$

VI.1.3.3. Travail au cours de la détente

La détente est une transformation polytropique caractérisée par la loi de Laplace $PV^{k_d} = \text{cte}$. Cette loi permet d'écrire : $PV^{k_d} = P_E V_E^{k_d} = P_F V_F^{k_d}$ et par suite : $P = \frac{P_E V_E^{k_d}}{V^{k_d}}$.

Le travail échangé entre les gaz et le piston au cours de la détente polytropique se déduit de la formule suivante : $W_{BC} = -\int_E^F P dV$. En remplaçant la valeur de la pression déjà calculée dans la formule du travail, on obtient :

$$W_{EF} = -\int_E^F \frac{P_E V_E^{k_d}}{V^{k_d}} dV = -P_E V_E^{k_d} \int_E^F \frac{dV}{V^{k_d}} = \frac{-P_E V_E^{k_d}}{-k_d + 1} (V_F^{1-k_d} - V_E^{1-k_d}) \quad (139)$$

$$W_{EF} = \frac{P_E V_E}{k_d - 1} \left(\frac{V_F^{1-k_d}}{V_E^{1-k_d}} - 1 \right) = \frac{P_E V_E}{k_d - 1} \left(\left(\frac{V_F}{V_E} \right)^{1-k_d} - 1 \right) = \frac{P_E V_E}{k_d - 1} (\delta^{1-k_d} - 1) \quad (140)$$

$$W_{EF} = \frac{P_E V_E}{k_d - 1} \left(\frac{1}{\delta^{k_d-1}} - 1 \right) = \frac{-\lambda \rho}{k_d - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{k_d-1}} \right) P_C V_C \quad (141)$$

$$\text{avec : } \lambda = \frac{P_E}{P_C}, \rho = \frac{V_E}{V_C} \text{ et } \delta = \frac{V_F}{V_E} = \frac{V_F}{V_C} \frac{V_C}{V_E} = \frac{\varepsilon}{\rho}.$$

Le travail de la détente peut être exprimé d'une autre façon :

$$W_{EF} = \frac{P_E V_E}{k_d - 1} \left(\frac{V_F^{1-k_d}}{V_E^{1-k_d}} - 1 \right) = \frac{1}{k_d - 1} \left(\frac{P_E V_E^{k_d}}{V_F^{k_d-1}} - P_E V_E \right) = \frac{1}{k_d - 1} \left(\frac{P_F V_F^{k_d}}{V_F^{k_d-1}} - P_E V_E \right) \quad (142)$$

D'où :

$$W_{EF} = \frac{1}{k_d - 1} (P_F V_F - P_E V_E) = \frac{-\lambda \rho}{k_d - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{k_d-1}} \right) P_C V_C \quad (143)$$

Le travail de la boucle supérieure du cycle théorique est la somme des travaux au cours de la compression et la détente polytropiques, ainsi que la combustion isobare. Il est exprimée, donc, par la relation suivante :

$$W_{(BCDEF)} = W_{BC} + W_{DE} + W_{EF} \quad (144)$$

$$W_{(BCDEF)} = \left(\frac{1}{k_c - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k_c - 1}} \right) - \lambda(\rho - 1) - \frac{\lambda\rho}{k_d - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{k_d - 1}} \right) \right) P_C V_C \quad (145)$$

VI.1.4. Calcul du travail indiqué W_i

Le travail total utile du cycle théorique devient :

$$W_{th} = W_{(ABGH)} + W_{(BCDEF)} \quad (147)$$

$$W_{th} = \left[\frac{(\varepsilon - 1)(1 - \chi)}{\chi \varepsilon^{k_c}} + \left(\frac{1}{k_c - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k_c - 1}} \right) - \lambda(\rho - 1) - \frac{\lambda\rho}{k_d - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{k_d - 1}} \right) \right) \right] P_C V_C \quad (149)$$

En remplaçant la valeur du travail théorique dans la formule du travail indiqué W_i du cycle réel, on obtient :

$$W_i = \psi W_{th} = \psi (W_{AB} + W_{BC} + W_{DE} + W_{EF} + W_{GH}) \quad (150)$$

$$W_i = \psi \left[\frac{(\varepsilon - 1)(1 - \chi)}{\chi \varepsilon^{k_c}} + \left(\frac{1}{k_c - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k_c - 1}} \right) - \lambda(\rho - 1) - \frac{\lambda\rho}{k_d - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{k_d - 1}} \right) \right) \right] P_C V_C \quad (151)$$

VI.2. Calcul de la pression moyenne indiquée P_{mi}

Par définition, la pression moyenne indiquée est le rapport entre le travail indiqué et la cylindrée du moteur.

Alors, en inversant le signe du travail indiqué (puisque'il s'agit du travail moteur) et en le divisant par le volume de cylindrée, on obtient la pression moyenne indiquée P_{mi} comme suit :

$$P_{mi} = \frac{-W_i}{C_y} \quad (152)$$

$$P_{mi} = \frac{\psi \left[\frac{(\varepsilon - 1)(\chi - 1)}{\chi \varepsilon^{k_c}} + \left(\frac{1}{k_c - 1} \left(\frac{1}{\varepsilon^{k_c - 1}} - 1 \right) + \lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{k_d - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{k_d - 1}} \right) \right) \right] P_C V_C}{C_y} \quad (153)$$

De la définition du taux de compression volumétrique, $\varepsilon = \frac{C_y + V_m}{V_m}$, on peut évaluer la valeur du volume mort en fonction de la cylindrée, soit :

$$V_m = V_C = \frac{C_y}{\varepsilon - 1} \quad (154)$$

De la loi de Laplace appliquée sur la compression polytropique, $P_C V_C^{k_c} = P_B V_B^{k_c}$, on pourrait évaluer la pression à la fin de compression P_C en fonction de celle à la fin d'admission P_B , d'où :

$$P_C = P_{cp} = P_B \left(\frac{V_B}{V_C} \right)^{k_c} = P_B \varepsilon^{k_c} = P_a \varepsilon^{k_c} \quad (155)$$

En remplaçant les valeurs de P_C et V_C dans l'équation de la pression moyenne indiquée, nous obtenons:

$$P_{mi} = \frac{\psi \varepsilon^{k_c} \left[\frac{(\varepsilon - 1)(1 - \chi)}{\chi \varepsilon^{k_c}} + \left(\frac{1}{k_c - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k_c - 1}} \right) - \lambda(\rho - 1) - \frac{\lambda \rho}{k_d - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{k_d - 1}} \right) \right) \right] P_a}{(\varepsilon - 1)} \quad (156)$$

Au fur et à mesure que la charge décroît, décroît la pression moyenne indiquée, où ses valeurs minimales correspondent au fonctionnement du moteur à vide (sans charge). Dans ce cas, tout le travail est perdu au frottement, à l'échange du fluide-moteur et à entraîner les mécanismes auxiliaires.

VI.3. Calcul de la puissance indiquée P_i

La puissance indiquée est le travail effectuée pendant une seconde. En tenant compte de la vitesse de rotation du vilebrequin et le nombre des cylindres du moteur, la puissance indiquée (en W) pourrait être calculée comme suit :

$$P_i = W_i N_{cy} n_{cy} \quad (157)$$

avec :

W_i , est le travail indiqué défini par :

$$|W_i| = P_{mi} C_y \quad (158)$$

n_{cy} , est le nombre des cylindres,

N , est la vitesse de rotation du vilebrequin, en tours par minute (tr/mn),

$N_{cy} = \frac{N}{120}$ est le nombre des cycles par seconde pour un moteur à quatre temps (pour un moteur à deux temps, $N_{cy} = \frac{N}{60}$).

Alors, la puissance indiquée devient :

$$P_i = \frac{n_{Cy} NC_y P_{mi}}{120} \quad (159)$$

VI.4. Calcul du couple moteur indiqué C_i

Par définition, le couple moteur indiqué (en N.m) pourrait être calculé à partir de la puissance indiquée définie par:

$$P_i = \omega C_i \quad (160)$$

avec :

ω est la vitesse de rotation (rd/s) définie par :

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} = \frac{\pi N}{30} \quad (161)$$

D'où :

$$C_i = \frac{P_i}{\omega} = \frac{30P_i}{\pi N} \quad (162)$$

VI.5. Calcul du rendement et de la consommation spécifique indiqués

VI.5.1. Calcul du rendement indiqué η_i

Par définition, le rendement indiqué est le rapport de la chaleur transformée en travail indiqué W_i sur la quantité totale de chaleur Q_{cb} reçue par suite de la combustion, d'où :

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_{cb}} = \frac{W_i}{Q_{cb(isochore)} + Q_{cb(isobare)}} = \frac{W_i}{Q_{CD} + Q_{DE}} \quad (163)$$

VI.5.2. Calcul de la consommation spécifique indiquée g_i

Par définition, la consommation spécifique indiquée (g/kWh) est la quantité du carburant nécessaire à dépenser pour obtenir une puissance indiquée d'un kW pendant une heure.

En représentant la consommation horaire (consommation du carburant par heure) par C_h (en kg/h), on obtient la consommation spécifique indiquée sous la forme suivante :

$$g_i = \frac{C_h 10^3}{P_i} \quad (164)$$

avec : P_i en kW.

VI.5.3. Relation entre le rendement et la consommation spécifique indiqués

Soit Q_h (en kWh) la quantité de chaleur apportée pendant une heure de combustion, où elle s'écrit comme suit :

$$Q_h = C_h P_{CI} \quad (165)$$

avec :

C_h , consommation horaire en kg/h,

P_{CI} , pouvoir calorifique inférieur du carburant, en kJ/kg.

En remplaçant la valeur de C_h , à partir de l'équation (164) dans la formule de Q_h (165), nous obtenons :

$$Q_h = g_i P_i P_{CI} 10^{-3} \quad (166)$$

Le travail indiqué effectué pendant une heure (en kWh), pourrait être défini comme suit :

$$W_{ih} = 3600 P_i \quad (167)$$

En remplaçant W_{ih} et Q_h par leurs valeurs dans la formule de η_i , nous trouvons :

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_{CD} + Q_{DE}} = \frac{W_{ih}}{Q_h} \quad (168)$$

Alors :

- dans le cas où P_{CI} est exprimé en kJ/kg, le rendement indiqué est égal à :

$$\eta_i = \frac{3600 \cdot 10^3}{g_i P_{CI}} \quad (169)$$

- dans le cas où P_{CI} est exprimé en MJ/kg, le rendement indiqué est égal à :

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i P_{CI}} \quad (170)$$

De la formule du rendement indiqué, on pourrait facilement obtenir la consommation spécifique indiquée g_i (en g/kWh), d'où :

- dans le cas où P_{CI} est exprimé en kJ/kg, g_i est égale à :

$$g_i = \frac{360010^{-3}}{\eta_i P_{CI}} \quad (171)$$

- dans le cas où P_{CI} est exprimé en MJ/kg, g_i est égale à :

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i P_{CI}} \quad (172)$$

VI.5.4. Relation entre le rendement et la pression moyenne indiqués

Pour une masse d'un kg de carburant, la quantité de chaleur dégagée par sa combustion (en kJ), s'écrit comme suit :

$$Q = Q_{CD} + Q_{DE} = m_c P_{CI} = P_{CI} \quad (173)$$

En remplaçant W_i de l'équation (158) et Q de l'équation (173) par leurs valeurs dans la formule (168) de η_i , nous obtenons :

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_{CD} + Q_{DE}} = \frac{W_i}{Q} = \frac{P_{mi} C_y}{P_{CI}} \quad (174)$$

En appliquant la loi de Mariotte (équation caractéristique des gaz parfaits) sur la charge fraîche à l'admission (entrée du cylindre), on obtient :

$$P_0 C_y = N_{th} R T_0 \quad (175)$$

De la définition du taux de remplissage, $\eta_v = \frac{N_a}{N_{th}}$, on pourrait calculer N_{th} en fonction de η_v , d'où :

$$N_{th} = \frac{N_a}{\eta_v} \quad (176)$$

En remplaçant N_{th} par sa valeur dans l'équation caractéristique des gaz parfaits (175), ceci nous permet de calculer la cylindrée comme suit :

$$C_y = \frac{R N_a T_0}{\eta_v P_0} \quad (177)$$

En remplaçant la cylindrée par sa valeur dans la formule (174) du rendement indiqué, nous trouvons :

$$\eta_i = \frac{P_{mi} C_y}{P_{CI}} = \frac{RN_a T_0 P_{mi}}{\eta_v P_0 P_{CI}} \quad (178)$$

En appliquant, maintenant, la loi de Mariotte sur la masse m_a de la charge fraîche à l'admission (entrée du cylindre), on trouve : $P_0 C_y = m_{air} r T_0$.

De cette équation on calcule le rapport entre la température et la pression, d'où :

$$\frac{T_0}{P_0} = \frac{1}{r} \frac{C_y}{m_{air}} = \frac{1}{r \rho_0} \quad (179)$$

avec : $r = \frac{R}{M_{air}}$ est la constante des gaz parfaits.

Sachant que : $N_a = \alpha P_{CO_{th}}^{01} = \alpha \frac{P_{CO_{th}}^0}{M_{air}}$, alors en remplaçant N_a et $\frac{T_0}{P_0}$ par leurs valeurs dans la formule (178) du rendement indiqué, on obtient :

$$\eta_i = \frac{\alpha P_{mi} P_{CO_{th}}^0}{\rho_0 \eta_v P_{CI}} \quad (180)$$

De l'équation (180), on pourrait facilement obtenir la pression moyenne indiquée (en N/m²) à condition que P_{CI} soit en J/kg, d'où :

$$P_{mi} = \frac{\rho_0 \eta_v \eta_i P_{CI}}{\alpha P_{CO_{th}}^0} \quad (181)$$

VI.6. Calcul des consommations de carburant et d'air par cycle et cylindre

La consommation de carburant par cycle et cylindre peut être définie comme suit :

- pour un moteur à quatre temps :

$$C_{c(cy)} = \frac{C_h}{30 N n_{cy}} \quad (182)$$

- pour un moteur à deux temps :

$$C_{c(cy)} = \frac{C_h}{60 N n_{cy}} \quad (183)$$

La consommation d'air par cycle et cylindre peut être définie comme suit :

- pour un moteur à quatre temps :

$$C_{a(cy)} = \frac{C_{ah}}{30Nn_{cy}} \quad (184)$$

- pour un moteur à deux temps :

$$C_{a(cy)} = \frac{C_{ah}}{60Nn_{cy}} \quad (185)$$

VI.7. Calcul des paramètres effectifs du cycle réel

VI.7.1. Rendement mécanique η_m

Le degré de perfectionnement du moteur du point de vue constructif est évalué par le rendement mécanique η_m qui caractérise la valeur des pertes. Plus les pertes sont importantes plus les valeurs de η_m sont basses. Les expériences montrent que le rendement mécanique dans les moteurs à combustions internes varie de 0,7 à 0,85, c'est-à-dire les pertes mécaniques constituent de 15 à 30% de la puissance indiquée développée par le moteur.

Par définition, le rendement mécanique est le rapport entre le travail effectif et le travail indiqué.

D'où :

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{\eta_e}{\eta_i} \quad (186)$$

Remarque :

$$\eta_m = \frac{g_i}{g_e}, \text{ où } g_e \text{ et } g_i \text{ sont les consommations spécifiques effective et indiquée.}$$

Le rendement mécanique dépend de plusieurs facteurs, en particulier de la vitesse de rotation du vilebrequin et de la charge.

Comme les composants des pertes mécaniques augmentent lorsque la vitesse de rotation croît, alors le rendement mécanique décroît.

L'augmentation de la charge sur le moteur nous conduit à augmenter la pression moyenne du cycle. D'autre part, l'augmentation de la charge ne conduit qu'à aucune variation de la pression moyenne des pertes mécaniques P_{mm} .

En partant de la définition du rendement mécanique, nous trouvons :

$$\eta_m = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{P_{mi} - P_{mm}}{P_{mi}} = 1 - \frac{P_{mm}}{P_{mi}} \quad (187)$$

d'où on peut conclure, que lorsque la charge augmente, P_{mi} augmente, le rapport $\frac{P_{mm}}{P_{mi}}$ diminue et par conséquent η_m augmente (puisque P_{mm} est constante).

La pression moyenne des pertes mécaniques P_{mm} peut être exprimée en fonction de la vitesse moyenne du piston suivant la formule empirique suivante [2] :

$$P_{mm} = A + Bv_p \quad (188)$$

Type du moteur	A (MPa)	B (MPa.s/m)
Moteur Diesel à chambre unique	0.105	0.012
Moteur Diesel à chambre séparée	0.105	0.0138

TAB.VI-1 – CARACTÉRISTIQUES DE LA FORMULE EMPIRIQUE

où A et B sont des coefficients qui dépendent du type, construction, dimensions, nombre de cylindres et régime thermique du moteur [2].

VI.7.2. Calcul des paramètres effectifs

En partant de définitions des rendements indiqué, effectif et mécanique, on va montrer l'analogie et la relation entre les différents paramètres de deux types indiqués et effectifs.

Soit, η_m le rapport entre le travail effectif et le travail indiqué, alors :

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{\frac{W_e}{Q}}{\frac{W_i}{Q}} = \frac{\eta_e}{\eta_i}, \text{ alors :} \quad (189)$$

$$\eta_e = \eta_i \eta_m$$

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{P_{me} C_y}{P_{mi} C_y} = \frac{P_{me}}{P_{mi}}, \text{ alors :} \quad (190)$$

$$P_{me} = P_{mi} \eta_m$$

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{P_e t}{P_i t} = \frac{P_e}{P_i}, \text{ alors :}$$

$$P_e = P_i \eta_m \quad (191)$$

où t (s) est le temps de fonctionnement du moteur.

En remplaçant P_i par sa valeur dans la formule de g_i , on obtient :

$$g_i = \frac{C_h 10^3}{P_i} = \frac{\eta_m C_h 10^3}{P_e} = \eta_e g_e, \text{ alors :}$$

$$g_e = \frac{C_h 10^3}{P_e} \text{ et } \eta_m = \frac{g_i}{g_e}.$$

En remplaçant η_i et g_i par leurs valeurs dans la formule de g_i , on obtient :

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i P_{CI}} = g_e \eta_m = \frac{3600 \eta_m}{\eta_e P_{CI}}, \text{ alors :}$$

$$g_e = \frac{3600}{\eta_e P_{CI}} \quad (192)$$

En remplaçant P_i et P_{mi} par leurs valeurs dans la formule suivante, $P_i = \frac{n_{cy} NC_y P_{mi}}{120}$, on obtient :

$$P_i = \frac{n_{cy} NC_y P_{mi}}{120} = \frac{P_e}{\eta_m} = \frac{n_{cy} NC_y P_{me}}{120 \eta_m}, \text{ alors :}$$

$$P_e = \frac{n_{cy} NC_y P_{me}}{120} \quad (193)$$

En remplaçant η_i et P_{mi} par leurs valeurs dans la formule suivante, $P_{mi} = \frac{\rho_0 \eta_v \eta_i P_{CI}}{\alpha P_{CO_{th}}^0}$, on obtient :

$$P_{mi} = \frac{\rho_0 \eta_v \eta_i P_{CI}}{\alpha P_{CO_{th}}^0} = \frac{P_e}{\eta_m} = \frac{\rho_0 \eta_v \eta_e P_{CI}}{\alpha \eta_m P_{CO_{th}}^0}, \text{ en N/m}^2 \text{ où } P_{CI} \text{ est en J/Kg, alors :}$$

$$P_{me} = \frac{\rho_0 \eta_v \eta_e P_{CI}}{\alpha P_{CO_{th}}^0} \quad (194)$$

CHAPITRE VII

CALCUL DES DIMENSIONS DU CYLINDRE ET DE LA VITESSE MOYENNE DU PISTON

VII.1. Calcul des dimensions du cylindre

Soient C_y la cylindrée unitaire (pour un seul cylindre) défini comme étant le rapport de cylindrée total sur le nombre des cylindres, et K le rapport entre la course et l'alésage (diamètre intérieur) du cylindre.

$$C_y = \frac{\pi d^2}{4} c \quad (195)$$

$$K = \frac{c}{d} \quad (196)$$

Généralement, on adopte :

- $K = \frac{c}{d} \leq 1$, pour les moteurs à allumage commandé,
- $K = \frac{c}{d} \leq 1,1$, pour les moteurs Diesels.

En remplaçant la course par sa valeur, obtenue à partir de l'équation (196), dans la formule de cylindrée (195), nous obtenons :

$$C_y = \frac{\pi K d^3}{4} \quad (197)$$

d'où on trouve :

$$d = \sqrt[3]{\frac{4C_y}{\pi K}} \quad (198)$$

d est en (m) si la cylindrée en (m^3)

Une fois le diamètre est calculé, la course (en m) peut être calculé à partir de la formule (195) de C_y , d'où :

$$c = \frac{4C_y}{\pi d^2} \quad (199)$$

VII.2. Calcul de la vitesse moyenne du piston

Une fois la course est calculée, la vitesse moyenne du piston, v_p (m/s), pourrait être calculée à partir de la relation suivante :

$$v_p = \frac{cN}{30} \quad (200)$$

La vitesse du piston ne doit pas dépasser une certaine limite établie par le constructeur. Elle peut aller jusqu'à 15 m/s [5]. Les valeurs exagérées de la vitesse du piston ont pour effet d'augmenter les pertes mécaniques et les efforts d'inertie ce qui augmente les contraintes dans les boulons de bielle et même dans la bielle et le vilebrequin.

CHAPITRE VIII

CALCUL DES PARAMÈTRES DU CYCLE THERMODYNAMIQUE

VIII.1. Calcul des paramètres en fin d'admission

Au cours de la phase d'admission, l'air est aspiré à pression constante (pression atmosphérique dans le cas d'un moteur non suralimenté), et en négligeant toute sorte de pertes de charge et d'échange de chaleur, l'air à la fin d'admission se trouve à la même température ambiante, d'où :

$$P_A = P_B \quad (201)$$

et

$$T_A = T_B \quad (202)$$

VIII.2. Calcul des paramètres en fin de compression

La compression est considérée adiabatique et caractérisée par le coefficient adiabatique de compression γ .

Les paramètres à la fin de compression peuvent être calculés à partir de la loi de Laplace : $PV^\gamma = cte$, d'où :

$$P_B V_B^\gamma = P_C V_C^\gamma \quad (203)$$

et

$$T_B V_B^{\gamma-1} = T_C V_C^{\gamma-1} \quad (204)$$

À partir des équations (203) et (204) nous trouvons :

$$P_C = P_B \left(\frac{V_B}{V_C} \right)^\gamma = P_B \epsilon^{\gamma-1} \quad (205)$$

$$T_C = T_B \left(\frac{V_B}{V_C} \right)^{\gamma-1} = T_B \epsilon^{\gamma-1} \quad (206)$$

VIII.3. Calcul des paramètres en fin de combustion isochore

La réaction chimique de combustion est tellement rapide (explosion) que le volume du système n'a pratiquement le temps de changer.

Les paramètres en fin de combustion à volume constant peuvent être calculés à partir de la loi des gaz parfaits : $PV = NRT$, d'où :

$$P_D = \lambda P_C = \lambda \varepsilon^\gamma P_B \quad (207)$$

$$T_D = \lambda T_C = \lambda \varepsilon^{\gamma-1} T_B \quad (208)$$

avec :

$$\frac{P_D}{P_C} = \frac{T_D}{T_C} = \lambda \quad (209)$$

VIII.4. Calcul des paramètres en fin de combustion isobare

Parce que le combustible est injecté assez lentement la réaction de combustion procède à pression pratiquement constante jusqu'au point E (Fig. II-1).

Les paramètres en fin de combustion à volume constant peuvent être calculés à partir de la loi des gaz parfaits : $PV = NRT$, d'où :

$$T_E = \rho T_D = \rho \lambda \varepsilon^{\gamma-1} T_B \quad (210)$$

$$P_E = P_D = \lambda \varepsilon^\gamma P_B \quad (211)$$

avec :

$$\frac{V_E}{V_D} = \frac{T_E}{T_D} = \rho \quad (212)$$

VIII.5. Calcul des paramètres en fin de détente – échappement

La détente est considérée adiabatique et caractérisée par le coefficient adiabatique de compression γ .

Les paramètres à la fin de compression peuvent être calculés à partir de la loi de Laplace : $PV^\gamma = cte$, d'où :

$$P_F V_F^\gamma = P_E V_E^\gamma \quad (213)$$

et

$$T_F V_F^{\gamma-1} = T_E V_E^{\gamma-1} \quad (214)$$

À partir des équations (213) et (214) nous trouvons :

$$P_F = P_E \left(\frac{V_E}{V_F} \right)^\gamma = \lambda \epsilon^\gamma P_B \left(\frac{1}{\delta} \right)^\gamma = \lambda \epsilon^\gamma P_B \left(\frac{\rho}{\epsilon} \right)^\gamma = \lambda \rho^\gamma P_B \quad (215)$$

$$T_F = T_E \left(\frac{V_E}{V_F} \right)^{\gamma-1} = \rho \lambda \epsilon^{\gamma-1} T_B \left(\frac{1}{\delta} \right)^{\gamma-1} = \rho \lambda \epsilon^{\gamma-1} T_B \left(\frac{\rho}{\epsilon} \right)^{\gamma-1} = \lambda \rho^\gamma T_B \quad (216)$$

Pendant la phase d'échappement, le fluide constitué par les produits de combustion s'échappe du cylindre et la pression tombe rapidement sans que le volume du système ait pu changer.

Au cours de remontée du piston, les gaz de combustion sont poussés par le piston vers l'extérieur à pression constante (pression atmosphérique dans le cas du moteur non suralimenté).

VIII.6. Calcul du travail thermodynamique du cycle

Le travail du cycle thermodynamique est égale au travail correspondant à la boucle supérieur du cycle réel, en tenant compte que les phases de compression et de détente sont adiabatiques, d'où :

$$W_{ther} = W_{(BCDEF)} = \frac{P_B V_B}{(\gamma-1)} [\lambda \gamma \epsilon^{\gamma-1} (\rho-1) + (\lambda-1) \epsilon^{\gamma-1} - (\lambda \rho^\gamma - 1)] \quad (217)$$

VIII.7. Calcul de la pression moyenne thermodynamique du cycle

En appliquant la définition de la pression moyenne du cycle, on obtient :

$$P_{m(ther)} = - \frac{W_{ther}}{C_y} = \frac{P_B}{(\gamma-1)(\epsilon-1)} [(\lambda \rho^\gamma - 1) - \lambda \gamma \epsilon^{\gamma-1} (\rho-1) - (\lambda-1) \epsilon^{\gamma-1}] \quad (218)$$

VIII.8. Calcul du rendement thermodynamique du cycle

En appliquant la définition du rendement du cycle (même définition que le rendement indiqué), on obtient :

$$\eta_{ther} = \frac{W_{ther}}{Q_{ther}} \quad (219)$$

D'après le premier principe de thermodynamique, le travail total du cycle pourrait être calculé comme suit :

$$W_{ther} = Q_{CD} + Q_{DE} + Q_{FB} \quad (220)$$

$$W_{ther} = mc_v (T_D - T_C) + mc_p (T_E - T_D) + mc_v (T_B - T_F) \quad (221)$$

La quantité de chaleur apportée au cycle est définie par :

$$Q_{ther} = Q_{CD} + Q_{DE} \quad (222)$$

$$Q_{ther} = mc_v (T_D - T_C) + mc_p (T_E - T_D) \quad (223)$$

En remplaçant W_{ther} et Q_{ther} dans l'équation du rendement thermodynamique, on obtient :

$$\eta_{ther} = \frac{W_{ther}}{Q_{ther}} = \frac{mc_v (T_D - T_C) + mc_p (T_E - T_D) + mc_v (T_B - T_F)}{mc_v (T_D - T_C) + mc_p (T_E - T_D)} \quad (224)$$

$$\eta_{ther} = 1 + \frac{c_v (T_B - T_F)}{c_v (T_D - T_C) + c_p (T_E - T_D)} \quad (225)$$

En remplaçant les températures par leurs valeurs et sachant que : $\frac{c_p}{c_v} = \gamma$ et

$c_v = \frac{R}{\gamma - 1}$, l'équation du rendement thermodynamique devient comme suit :

$$\eta_{ther} = 1 + \frac{(T_B - \lambda \rho^\gamma T_B)}{(\lambda \epsilon^{\gamma-1} T_B - T_B \epsilon^{\gamma-1}) + \gamma (\rho \lambda \epsilon^{\gamma-1} T_B - \lambda \epsilon^{\gamma-1} T_B)} \quad (226)$$

$$\eta_{ther} = 1 - \frac{(\lambda \rho^\gamma - 1)}{\epsilon^{\gamma-1} [(\lambda - 1) + \gamma \lambda (\rho - 1)]} \quad (227)$$

CHAPITRE IX

APPLICATION NUMÉRIQUE SUR LE CALCUL DES PARAMÈTRES DU CYCLE RÉEL

IX.1. Données du calcul

Tous les résultats obtenus sont calculés par un programme sous Excel qui permet de calculer les paramètres qui définissent les cycles réel et théorique et de dessiner les cycles théorique, réel et idéal d'un moteur diesel suralimenté, ainsi que d'évaluer la variation des plusieurs variables (pression moyenne, consommation spécifique, etc.) en fonction des paramètres d'entrée (taux de compression volumétrique, pression et température à l'admission, etc.). La seule différence qui pourraient apparaître est dans la boucle inférieure des cycles théorique et réel dans le cas où le moteur est non suralimenté et ça dépend du paramètre d'entrée qui s'agit de la pression des gaz résiduels. Alors, en changeant les paramètres d'entrée (pour un moteur suralimenté ou non), on obtient des résultats différents ainsi que des cycles différentes.

Les paramètres d'entrée, pour un moteur Diesel suralimenté, peuvent être regroupés dans le tableau suivant (Tab.IX-1) :

Paramètres d'entrée	Unités	Valeurs
Composition en masse du carbone, C	%	86,4
Composition en masse d'hydrogène, H	%	13,4
Composition en masse du soufre, S	%	0,2
Composition en masse d'oxygène, O_c	%	0
Pouvoir calorifique inférieur, P_{CI}	MJ/kg de carburant	42
Masse molaire de l'air, M_{air}	kg/kmole	28,9
Constante des gaz parfaits, R	J/kmole.K	8314
Pression à l'entrée du moteur, P_0	bars	2
Température à l'entrée du moteur, T_0	°C	27

Température des gaz résiduels, T_r	°C	327
Coefficient d'excès d'air, α	-	2
Puissance effective du moteur, P_e	kW	66
Vitesse de rotation du vilebrequin, N	tr/mn	2800
Nombre des cylindres, n_{cy}	-	4
Vitesse moyenne du piston, v_p	m/s	13,5
Rapport entre la course et l'alésage, $K = \frac{C}{D}$	-	0,8325
Taux de compression volumétrique, ε	-	12
Taux d'élévation de pression, λ	-	1,8
Taux de diminution de pression, $\frac{1}{\chi}$	-	0,85
Température de réchauffage par les parois, ΔT	K	7
Coefficient des pertes de charge à l'admission, $\beta^2 + \xi_{ad}$	-	4
Vitesse d'écoulement d'air à travers la soupape d'admission, v_{ad}	m/s	75
Taux d'utilisation de chaleur ξ_{cb}	-	0,82
Coefficient de compression polytropique, n_c	-	1,34
Coefficient de détente polytropique, n_d	-	1,23
Coefficient d'arrondissement du diagramme, ψ	-	0,95

TAB.IX-1 : PARAMÈTRES D'ENTRÉE POUR UN MOTEUR DIESEL SURALIMENTÉ

IX.2. Résultats des calculs

Les résultats obtenus par le programme de calcul sous Excel, sont pour un moteur représentés dans le tableau suivant (Tab. IX-2).

Il est très important de noter que les résultats obtenus sont ceux pour un calcul qui nous permet de concevoir un moteur Diesel suralimenté avec refroidissement de l'air comprimé avant l'entrée du moteur. On pourrait concevoir, tout d'abord, le moteur dans l'état d'un fonctionnement à la charge maximale (puissance maximale), afin de déterminer sa cylindrée. Après on pourrait, fixer la valeur obtenue de cylindrée et changer les paramètres d'entrée et les remplacer par ceux d'un moteur suralimenté pour

arriver à obtenir les résultats qu'on cherche (puissance maximale avec une faible consommation du carburant).

Paramètres de sortie	Unités	Valeurs
Pouvoir comburivore théorique, $P_{CO_{th}}^0$	kg d'air/kg de carburant	14,687
Pouvoir comburivore théorique, $P_{CO_{th}}^{01}$	kmoles d'air/kg de carburant	0,5082
Pouvoir comburivore réel, $P_{CO_r}^0$	kg d'air/kg de carburant	29,374
Pouvoir comburivore réel, $P_{CO_r}^{01}$	kmoles d'air/kg de carburant	1,0164
Quantité introduite de la charge fraîche, N_a	kmoles d'air/ kg de carburant	1,0164
Quantité obtenue des gaz de combustion, N_{gc}	kmoles/kg de carburant	1,04874
Coefficient théorique de changement moléculaire, μ_{th}	-	1,0318
Masse volumique de l'air introduit, ρ_0	kg/m ³	2,3497
Pression à la fin d'admission, P_a	bars	1,80447
Température à la fin d'admission, T_a	°C	46,24
Pression des gaz résiduels, P_r	bars	1,7
Coefficient des gaz résiduels, γ_r	-	0,0436
Taux de remplissage, η_v	%	88,6304
Pression à la fin de compression, P_{cp}	bars	50,4026
Température à la fin de compression, T_{cp}	°C	470,0836
Quantité des gaz résiduels, N_r	kmoles/kg de carburant	0,0443
Coefficient réel de changement moléculaire, μ_r	-	1,03049
Pression à la fin de combustion, P_{cb}	bars	90,7246
Température à la fin de combustion, T_{cb}	C	1441
Taux de détente préliminaire, ρ	-	1,5
Pression à la fin de compression, P_d	bars	7,0355
Température à la fin de compression, T_d	°C	789,604
Taux de détente, δ	-	7,9944

Travail indiqué, W_i	J	1,23
Pression moyenne indiquée, P_{mi}	bars	16,544
Pression moyenne des pertes mécaniques, P_{mm}	bars	2,633
Pression moyenne effective, P_{me}	bars	13,911
Rendement mécanique, η_m	%	84,0837
Consommation spécifique indiquée, g_i	g de carburant/kWh	152,15
Consommation spécifique effective, g_e	g de carburant/kWh	180,95
Rendement indiqué, η_i	%	56,335
Rendement effective, η_e	%	47,37
Consommation horaire, C_h	kg de carburant/h	11,9426
Puissance indiquée, P_i	kW	78,5
Couple moteur indiqué, C_i	N.m	267,7
Couple moteur effectif, C_e	N.m	225,0905
Cylindrée, C_y	litres	0,5
Course, c	mm	83,207
Alésage, d	mm	87,586

TAB.IX-2 : PARAMÈTRES DE SORTIE POUR UN MOTEUR DIESEL SURALIMENTÉ

CHAPITRE X

ANALYSE DES RÉSULTATS OBTENUS

X.1. Variation des paramètres de sortie en fonction du coefficient d'excès d'air

La structure du mélange caractérisée par le coefficient d'excès d'air α influe considérablement sur le déroulement de la combustion et par conséquent sur les paramètres indiqués.

X.1.1. Variation du rendement indiqué en fonction du coefficient d'excès d'air

L'appauvrissement du mélange (α augmente) jusqu'à une valeur α_{eff} appelée limite d'appauvrissement effectif favorise l'augmentation du rendement indiqué η_i (figure X-1). Ceci est dû à une combustion plus complète lors d'appauvrissement. Cependant, un appauvrissement ultérieur du mélange fait diminuer η_i à cause d'une combustion lente et instable due à une faible quantité de carburant injectée dans la chambre de combustion.

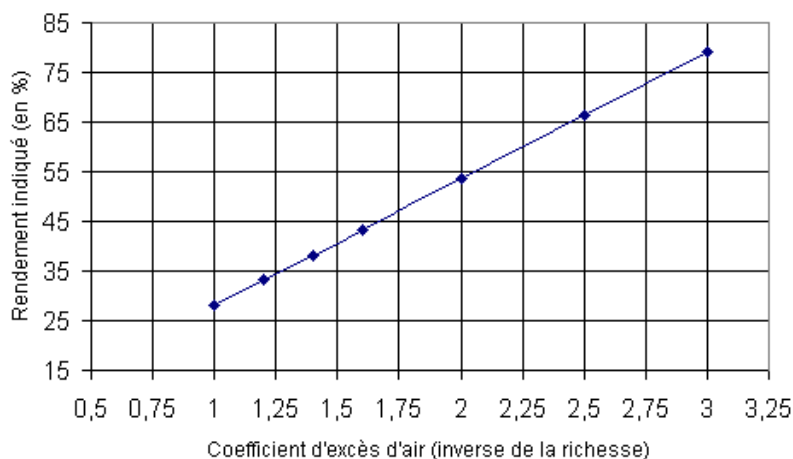


FIG.X-1 : VARIATION DU RENDEMENT INDICÉ EN FONCTION DU COEFFICIENT D'EXCÈS D'AIR

Pour les moteurs diesel, le coefficient d'excès d'air varie dans l'intervalle de 1,8 à 3,2 pour les moteurs à chambres uniques de combustion et peut atteindre la valeur de 5 pour ceux qui ont des chambres séparées de combustion.

L'excès d'air du mélange combustible, pour les moteurs diesel, doit être toujours supérieur à la limite d'apparition des fumées ($\alpha \cong 1,8$), afin d'éviter les conséquences d'une fumée exagérée et d'une surchauffe inadmissible des pièces.

X.1.2. Variation de la pression moyenne indiquée en fonction du coefficient d'excès d'air

La pression moyenne indiquée est inversement proportionnel au coefficient d'excès d'air. Alors, elle diminue avec l'appauvrissement du mélange (α augmente), et augmente avec l'augmentation de la richesse du mélange dans le cylindre (α diminue).

Dans les moteurs Diesel, au fur et à mesure que la charge augmente sur le moteur (idem pression moyenne indiquée augmente), augmente la quantité du carburant injecté dans le cylindre et par conséquent le coefficient d'excès d'air α diminue (figure. X-2).

La diminution de α entraîne, comme il a été expliqué ci-dessus, une diminution du rendement indiqué, d'où notre intérêt est d'adopter un coefficient d'excès d'air qui nous permet d'avoir un rendement efficace et pression moyenne indiquée assez élevée surtout que, comme il le montre la figure 6, le taux de diminution de la pression indiquée correspondant à la variation du α dans l'intervalle [1,8 ; 3] n'est pas assez élevé et ne dépasse pas le 2 % de la valeur maximale obtenue pour $\alpha \cong 1,8$ (limite d'apparition des fumées : limite de la richesse du mélange).

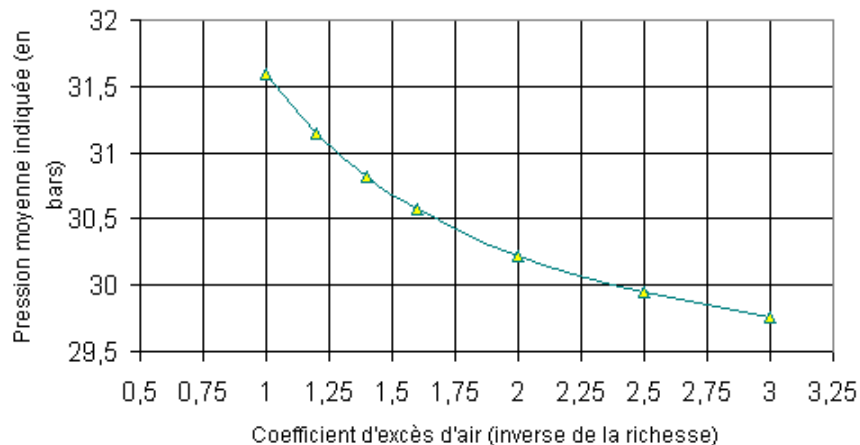


FIG.X-2 : VARIATION DE LA PRESSION MOYENNE INDICUÉE EN FONCTION DU COEFFICIENT D'EXCÈS D'AIR

Remarque :

La limite d'apparition des fumées désignée par $\alpha \cong 1,8$ n'empêche pas que le moteur fonctionne avec un coefficient d'excès d'air inférieur à cette limite, mais il y aura

plusieurs conséquences de ce fait (pollution, augmentation des contraintes thermiques, etc.) et c'est à cause de ça la figure 6 montre les variations de la pression indiquée en fonction du coefficient d'excès d'air qui varie dans l'intervalle de [1; 3]. Mais puisqu'on s'intéresse au fonctionnement du moteur dans des bonnes conditions, on a analysé les résultats obtenus pour des valeurs de $\alpha \cong 1,8$ qui varient dans l'intervalle de [1; 3].

X.1.3. Variation du rendement mécanique en fonction du coefficient d'excès d'air

Le rendement mécanique caractérise le degré de perfectionnement du moteur du point de vue constructif en représentant le taux des pertes mécaniques pendant le fonctionnement du moteur.

Le rendement mécanique est inversement proportionnel à la pression moyenne indiquée, où : $\eta_m = 1 - \frac{P_{mm}}{P_{mi}}$. Ce qui permet de conclure que, lorsque la richesse du mélange augmente (idem coefficient d'excès d'air α diminue), la charge augmente, ce qui signifie que la pression moyenne indiquée P_{mi} augmente, et par conséquent le rapport $\frac{P_{mm}}{P_{mi}}$ diminue (P_{mm} est constante) donc η_m augmente. et au contraire, lorsque le coefficient d'excès d'air augmente (idem richesse diminue), la pression moyenne indiquée diminue et par conséquent le rendement mécanique augmente (figure X-3).

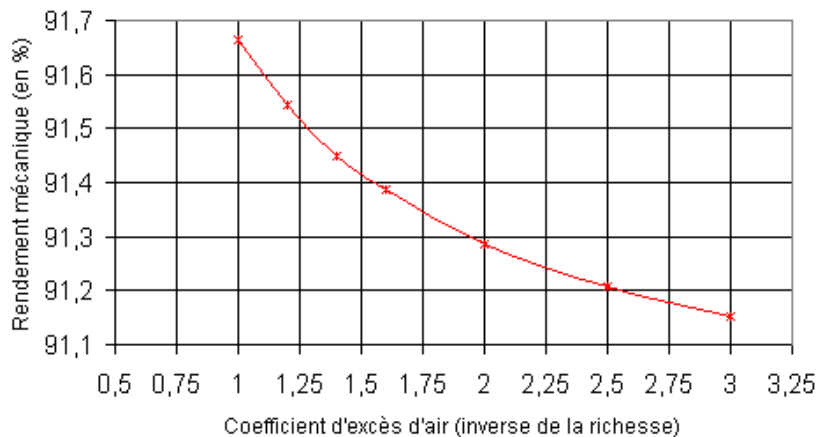


FIG. X-3 : VARIATION DU RENDEMENT MÉCANIQUE EN FONCTION DU COEFFICIENT D'EXCÈS D'AIR

La figure X-3 montre bien que la variation du rendement mécanique par rapport au coefficient d'excès d'air est assez légère, où le taux de diminution du rendement mécanique correspondant à la variation du α dans l'intervalle [1,8 ; 3] est presque négligeable et ne dépasse pas le 0,2 % de la valeur maximale obtenue pour $\alpha \cong 1,8$ (limite d'apparition des fumées : limite de la richesse du mélange).

X.1.4. Variation des consommations spécifique indiquée et horaire du carburant (gazole) en fonction du coefficient d'excès d'air

Les consommations spécifique indiquées et horaire du gazole sont inversement proportionnelles au rendement indiqué et par suit leurs variations en fonction du coefficient d'excès d'air sont les contraires de celle du rendement indiqué.

Alors, elles diminuent avec l'appauvrissement du mélange (α augmente), et augmentent avec l'augmentation de la richesse du mélange dans le cylindre (α diminue), comme le montrent les figures X-4 et X-5.

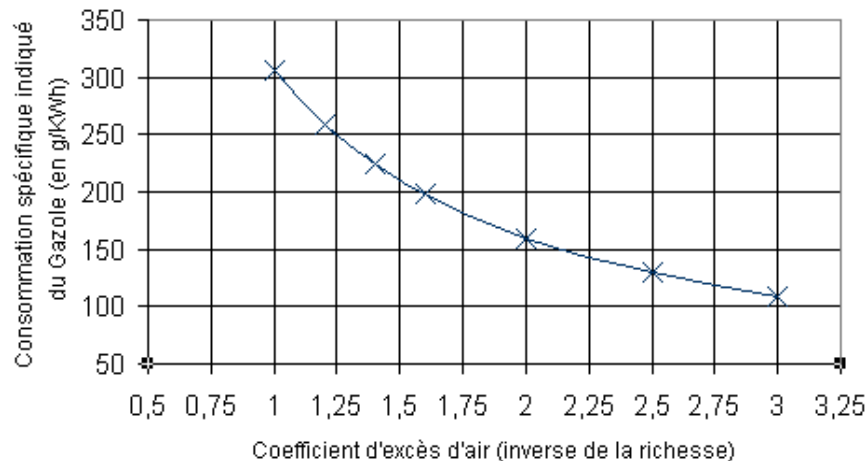


FIG. X-4 : VARIATION DE LA CONSOMMATION SPÉCIFIQUE INDICUÉE DU CARBURANT EN FONCTION DU COEFFICIENT D'EXCÈS D'AIR

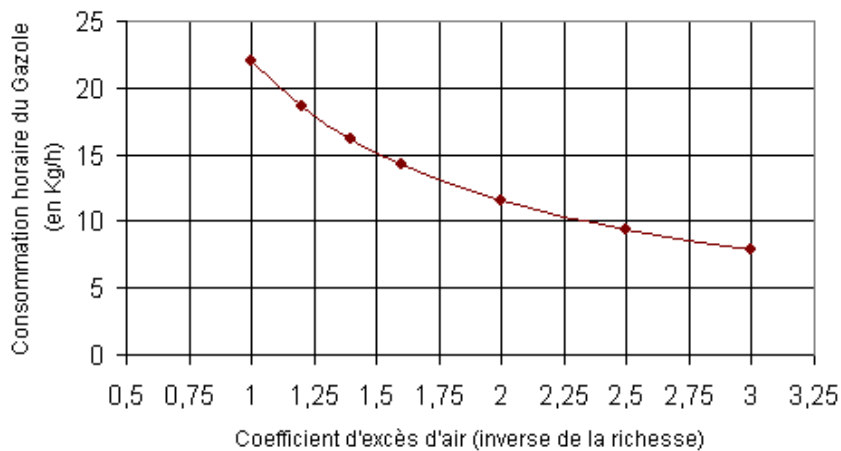


FIG. X-5 : VARIATION DE LA CONSOMMATION HORAIRE DU CARBURANT EN FONCTION DU COEFFICIENT D'EXCÈS D'AIR

Les figures X-4 et X-5 montrent que le taux de diminution des consommations spécifique indiquée et horaire avec l'augmentation du coefficient d'excès d'air est assez grand (presque 40% de diminution) dans l'intervalle où α varie de 1,8 à 3. ce taux de diminution montre qu'il est très important de suralimenter le moteur Diesel (augmenter la quantité d'air introduite dans le cylindre) afin de diminuer sa consommation du carburant ainsi que d'économiser les frais d'exploitation du moteur.

X.2. Variation des paramètres de sortie en fonction de la pression d'admission

X.2.1. Variation de la pression moyenne indiquée en fonction de la pression d'admission

Dans le calcul de la pression moyenne indiquée P_{mi} , on a bien montré la proportionnalité entre P_{mi} et la pression à la fin l'admission et par conséquent entre P_{mi} et la pression à l'entrée du cylindre (à l'admission) P_0 . Ce qui veut dire, que l'augmentation de la pression d'admission conduit à l'augmentation de la pression indiquée ainsi que l'inverse est vraie (figure X-6).

La figure X-6 montre d'une façon claire que la pression moyenne indiquée (idem travail indiqué) devient la double si on fait doubler la pression à l'admission. D'où l'intérêt de suralimenter le moteur en tenant compte son taux de compression volumétrique afin de ne pas augmenter les contraintes mécaniques et thermiques résultantes de la suralimentation.

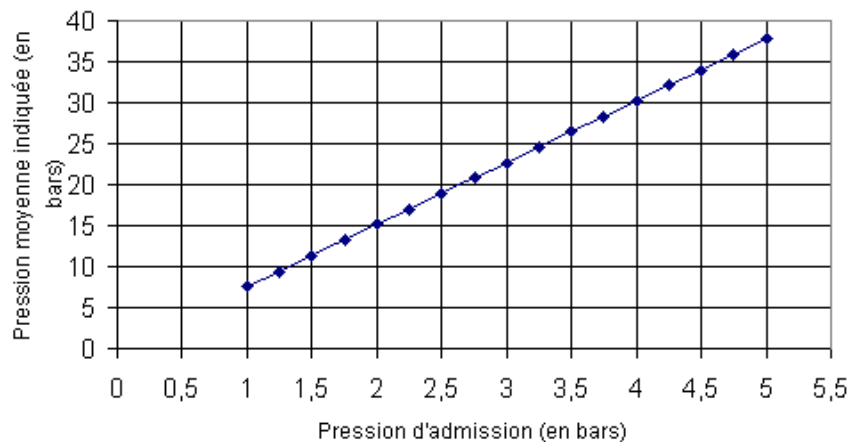


FIG. X-6 : VARIATION DE LA PRESSION MOYENNE INDIQUÉE EN FONCTION DE LA PRESSION D'ADMISSION

X.2.2. Variation du rendement mécanique en fonction de la pression d'admission

D'après ce qui précède, on sait que le rendement mécanique augmente avec l'augmentation de la pression moyenne indiquée, car ils sont inversement proportionnels l'un par rapport à l'autre.

Alors, c'est normale que la figure X-7 montre une croissance du rendement mécanique en faisant augmenter la pression à l'admission. Mais ce qui montre, en plus, la figure X-7, est que cette croissance est asymptotique par rapport à la valeur de 95 %. Cela veut dire que les pertes mécaniques peuvent toujours être réduites mais pas

éliminées et que la te travail effectif, à ce niveau, est très proche du travail indiqué qui tient compte seulement les pertes thermiques.

La diminution des pertes mécaniques avec la suralimentation n'empêche pas que les contraintes mécaniques augmentent sur le moteur, mais ces contraintes restent toujours dans des proportions inférieures au gain de puissance obtenue.

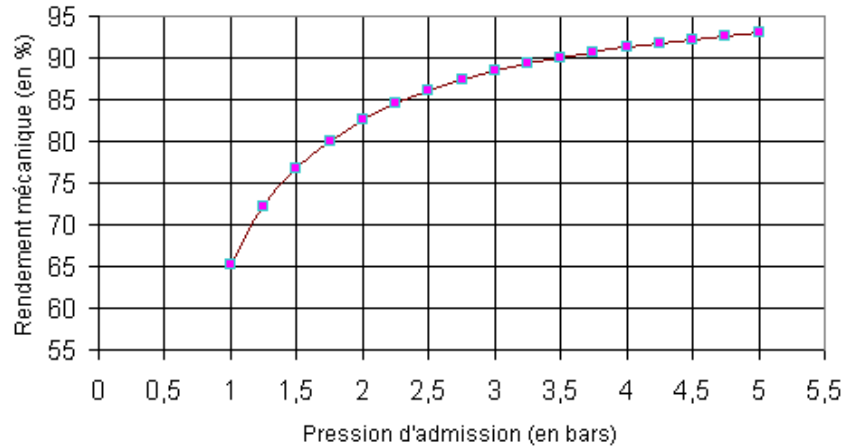


FIG. X-7 : VARIATION DE LA PRESSION MOYENNE INDIQUÉE EN FONCTION DE LA PRESSION D'ADMISSION

X.2.3. Variation de la consommation horaire du carburant en fonction de la pression d'admission

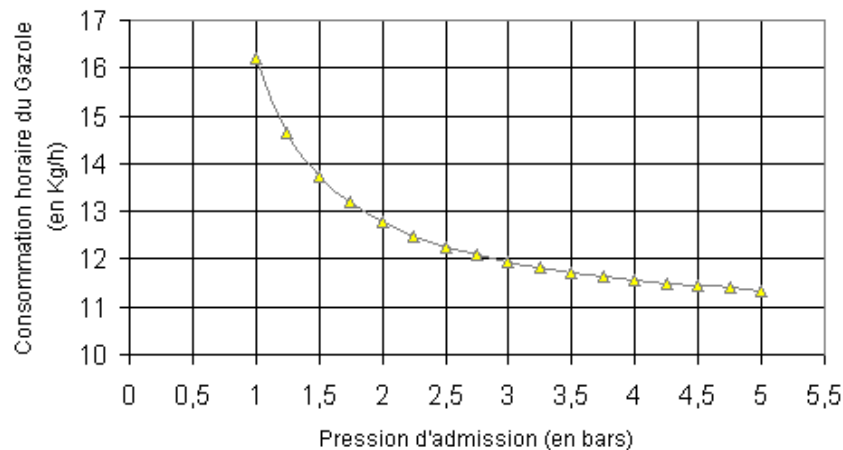


FIG. X-8 : VARIATION DE LA CONSOMMATION HORAIRE DU CARBURANT EN FONCTION DE LA PRESSION D'ADMISSION

La figure X-8 montre d'une façon claire que la consommation horaire du carburant (gazole) diminue avec l'augmentation de la pression à l'admission, ce qui montre l'intérêt économique de la suralimentation. Mais cette variation est asymptotique (par rapport à la valeur de 11 Kg/h) d'une façon qu'elle assure toujours, ce niveau, les moindres conditions nécessaires pour une combustion normale du gazole. Si non, la consommation

horaire du carburant va continuer à diminuer au fur et à mesure que la pression à l'admission augmente (idem augmentation de la densité de l'air introduit dans le cylindre ainsi que le taux de remplissage) et cela pourrait modifier les conditions de combustion (inflammation en masse moins importante) et perturber le fonctionnement du moteur.

X.3. Variation des paramètres de sortie en fonction de la température d'admission

11.3.1. Variation de la pression moyenne indiquée en fonction de la température d'admission

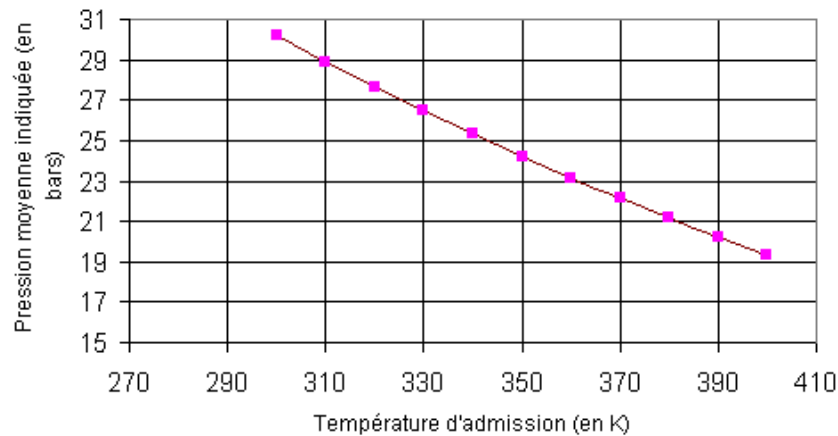


FIG. X-9 : VARIATION DE LA PRESSION MOYENNE INDIQUÉE EN FONCTION DE LA TEMPÉRATURE À L'ADMISSION

À partir de la figure X-9, on pourrait remarquer que la pression moyenne indiquée diminue avec l'augmentation de la température de l'air introduit dans le cylindre (taux de diminution relatif de la pression moyenne indiquée est de l'ordre de 9 % pour une élévation de température d'admission de 20 degrés) et augmente avec la diminution de la température d'admission. Cela résulte du fait que l'augmentation de la température à l'admission provoque une diminution de la masse volumique (densité) de l'air introduit et par conséquent la pression moyenne indiquée (idem la puissance indiquée).

X.3.2. Variation du rendement indiqué en fonction de la température d'admission

La figure X-10 montre facilement que la variation du rendement indiqué en fonction de la température à l'admission est similaire à celle de la pression moyenne indiquée (ils sont proportionnels), où le rendement indiqué diminue avec l'augmentation de la température de l'air comprimé introduit dans le cylindre du moteur (taux de diminution relatif du rendement indiqué est de l'ordre de 4 % pour une élévation de température d'admission de 20 degrés), et augmente lorsque la température d'admission diminue.

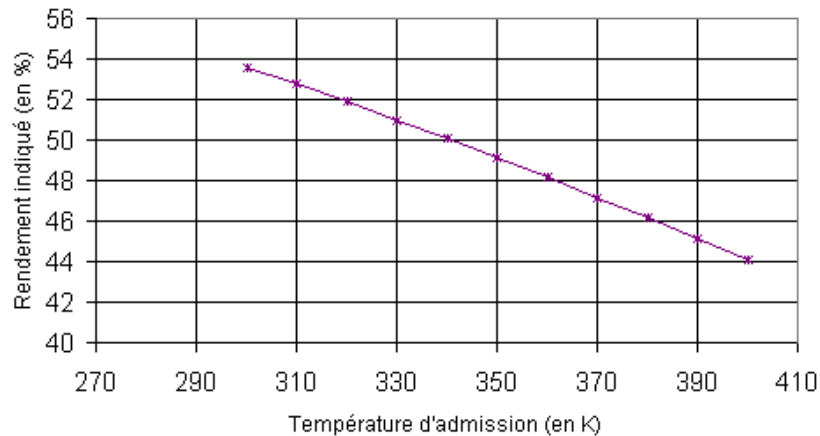


FIG. X-10 : VARIATION DU RENDEMENT INDICUÉ EN FONCTION DE LA TEMPÉRATURE À L'ADMISSION

Alors, puisqu'on cherche à augmenter la puissance du moteur en utilisant la technologie de la suralimentation, que l'une des conséquences de l'utilisation de ce procédé est l'augmentation de la température à l'admission provoquée par l'augmentation de la pression à l'entrée du moteur, il serait très nécessaire de diminuer la température de l'air comprimé afin d'augmenter la pression moyenne et le rendement indiqués du moteur. Le refroidissement de l'air comprimé pourrait être par interposition d'un échangeur thermique avant l'entrée du moteur ou, plus rarement, par projection d'eau à l'admission du cylindre.

X.3.3. Variation du rendement mécanique en fonction de la température d'admission

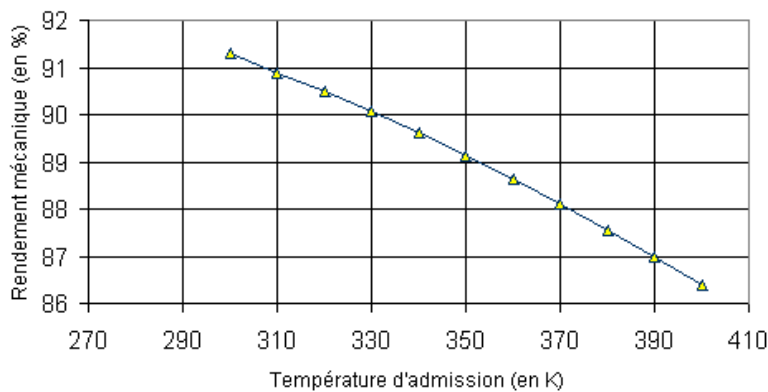


FIG. X-11 : VARIATION DU RENDEMENT MÉCANIQUE EN FONCTION DE LA TEMPÉRATURE À L'ADMISSION

Le rendement mécanique varie d'une façon analogue à celle du rendement indiqué en fonction de la température à l'admission. Comme le montre la figure X-11, il augmente avec la diminution de la température et diminue avec l'augmentation de la température

d'admission (taux de diminution relatif du rendement indiqué est de l'ordre de 1 % pour une élévation de température d'admission de 20 degrés).

L'élévation de la température à l'admission conduit à augmenter les contraintes thermiques du moteur (surfaces d'échange sont constantes) et l'endommagement de certaines pièces mécaniques d'où l'intérêt de comprimer l'air mais de le refroidir avant d'entrer aux cylindres du moteur afin d'augmenter l'efficacité du fonctionnement du moteur et la durée de son exploitation.

X.3.4. Variation du taux de remplissage en fonction de la température d'admission

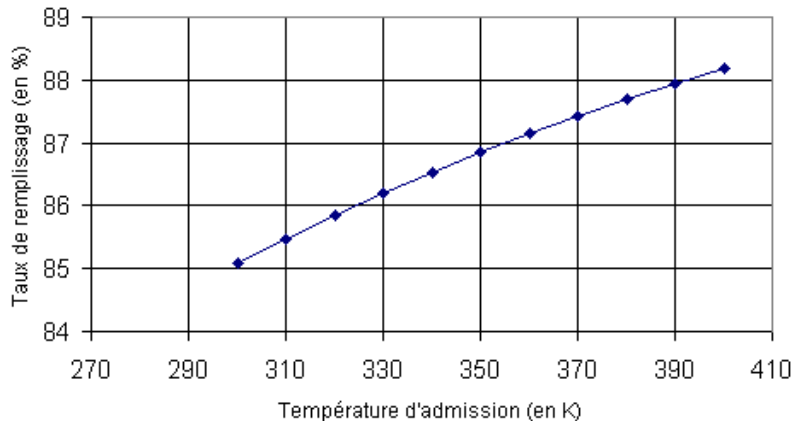


FIG.X- 12 : VARIATION DU TAUX DE REMPLISSAGE EN FONCTION DE LA TEMPÉRATURE À L'ADMISSION

La figure X-12 montre d'une façon claire que le taux de remplissage augmente avec la température à l'admission (augmentation légère, où le taux d'augmentation relatif du taux de remplissage est de l'ordre de 0,8 % pour une élévation de température d'admission de 20 degrés). Cela résulte du fait de la structure moléculaire de l'air qui change avec l'échauffement qui conduit, par conséquent, à diminuer la masse volumique de l'air qui devient plus léger. En effet, plus la température de l'air augmente, plus les distances entre les molécules croît d'une façon que la densité de probabilité de remplissage du volume du cylindre augmente, ce qui permet à l'air d'occuper la majorité du volume avec un taux assez élevé, ainsi de profiter du haut débit d'air comprimé introduit dans le cylindre (cas où le moteur est suralimenté) pour balayer les gaz résiduels du cylindre et occuper leurs volumes. En fin de compte, avec une suralimentation, sans refroidissement de l'air à l'admission, le taux de remplissage peut atteindre 0,95 (95 % du volume du cylindre, dans le cas où la pression à la fin d'échappement est inférieure à celle à l'admission) et parfois plus que ça en tenant compte des performances nécessaires.

Mais, puisque la priorité est d'augmenter la pression moyenne indiquée du moteur (idem effective), on adopte des valeurs de taux de remplissage assez élevées et qui correspondent à une température à l'admission proche de la température de l'air ambiant.

X.3.5. Variation des consommations spécifique indiquée et horaire du carburant (gazole) en fonction de la température d'admission

Les figures X-13 et X-14 montrent que les consommations spécifique indiquée et horaire du carburant (gazole) augmente avec l'augmentation de la température de l'air à l'admission (phénomène accompagne toujours la suralimentation des moteurs). Le taux d'augmentation relatif de la consommation spécifique du carburant est de l'ordre de 0,4 %, tandis que le taux d'augmentation relatif de la consommation horaire est de l'ordre de 5 %, pour une élévation de température d'admission de 20 degrés.

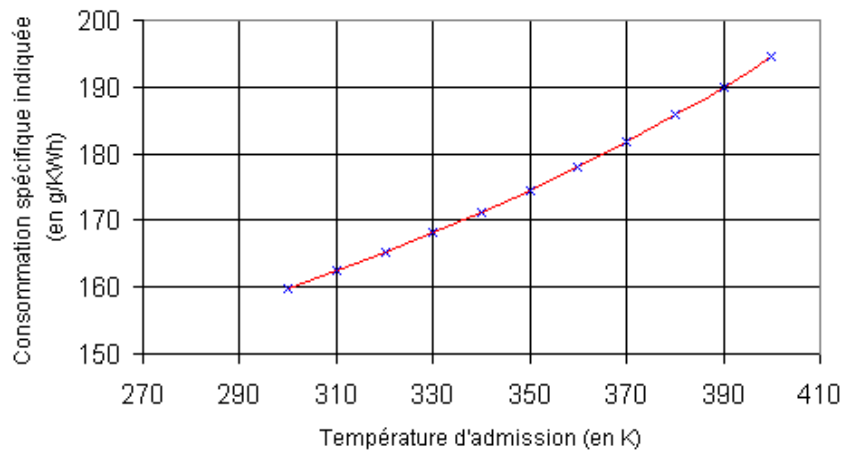


FIG. X-13 : VARIATION DE LA CONSOMMATION SPÉCIFIQUE INDICUÉE DU CARBURANT EN FONCTION DE LA TEMPÉRATURE À L'ADMISSION

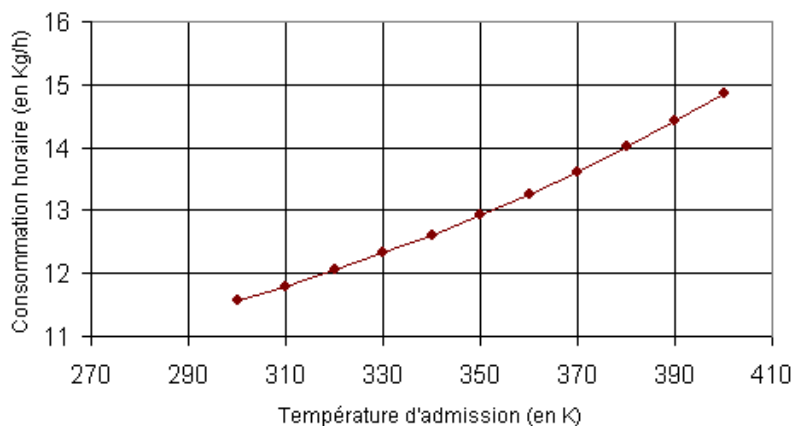


FIG. X-14 : VARIATION DE LA CONSOMMATION HORAIRE DU CARBURANT EN FONCTION DE LA TEMPÉRATURE À L'ADMISSION

Cette augmentation dans la consommation du carburant avec l'augmentation de la température d'admission est tout à fait logique. En effet, l'élévation de la température de l'air introduit dans le cylindre a causé une baisse de la pression moyenne indiquée et par conséquent du travail indiqué (idem travail effectif) du moteur, et afin de conserver le

régime du fonctionnement du moteur avec une puissance effective constante, on se trouve obligé d'augmenter la quantité du carburant introduit pour augmenter la pression à la fin de la combustion et créer un travail moteur supplémentaire (pendant la phase de détente) qui récompense la chute du travail due à l'augmentation de la température de l'air à l'admission. Ce qui fait augmenter, par conséquent, les frais d'exploitations du moteur ainsi que les contraintes thermiques. D'où l'intérêt de refroidir l'air comprimé mais l'introduire dans le cylindre du moteur.

X.4. Variation des paramètres de sortie en fonction du taux de compression volumétrique

X.4.1. Variation de la pression moyenne indiquée en fonction du taux de compression volumétrique

Plus que le taux de compression volumétrique ε augmente, plus que le taux de la détente δ augmente ($\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$) et par conséquent le travail moteur pendant la phase de détente augmente aussi. Ceci conduit à augmenter le travail utile du moteur (idem travail indiqué), ainsi que, par conséquent, la pression moyenne indiquée.

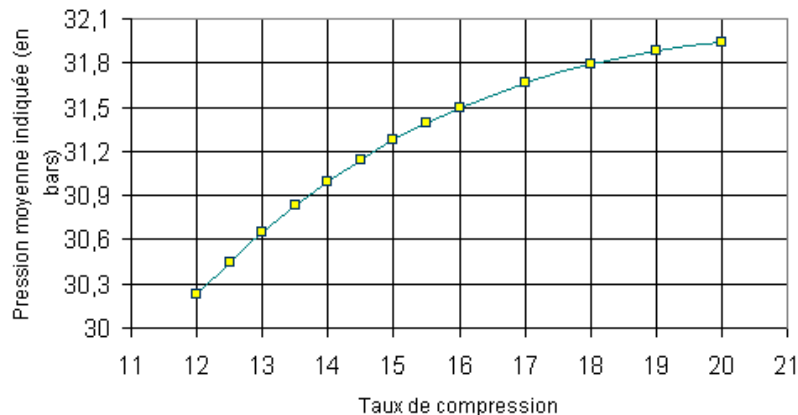


FIG. X-15 : VARIATION DE LA PRESSION MOYENNE INDIQUÉE EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION

La figure X-15 montre bien l'augmentation de la pression moyenne indiquée P_{mi} avec l'élévation du taux de compression volumétrique. Le taux d'augmentation relatif de P_{mi} pour un accroissement d'une seule unité du taux de compression, est de l'ordre de 1,5 % quand ε est inférieur à 16 et de l'ordre de 0,5 % quand ε est supérieur à 16.

Puisque la suralimentation favorise l'augmentation de la température et de pression dans le cylindre, le taux de compression du moteur doit être relativement bas (de l'ordre de 12 à 14) pour éviter d'augmenter les contraintes mécaniques et thermiques du moteur.

Le travail perdu en adoptant un taux bas de compression volumétrique est récompensé par de davantage du travail due de la suralimentation bien étudiée du moteur.

X.4.2. Variation du rendement indiqué en fonction du taux de compression volumétrique

Le rendement indiqué η_i est proportionnel à la pression moyenne indiquée ainsi qu'à la cylindrée. Donc, plus que le taux de compression ε augmente, plus que la cylindrée et la pression moyenne indiquée augmente et par conséquent plus que le rendement indiqué augmente.

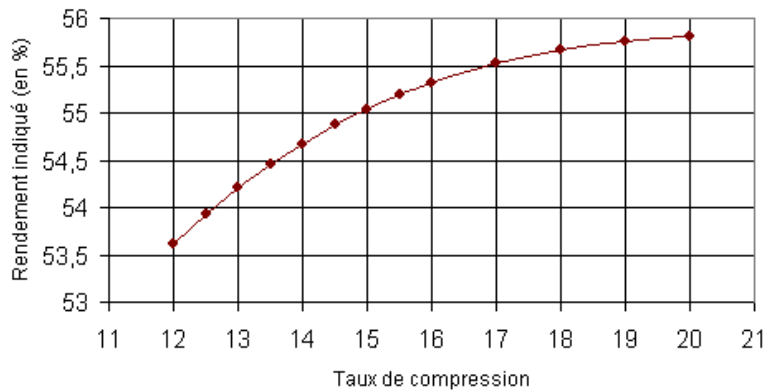


FIG. X-16 : VARIATION DU RENDEMENT INDIQUÉ EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION

Alors, il est évident que la figure X-16 montre cette croissance du rendement indiqué avec l'augmentation du taux de compression, mais on remarque que le taux de croissance de η_i diminue au fur et à mesure que le taux de compression augmente. En effet, le taux d'augmentation relatif de η_i pour un accroissement d'une seule unité du taux de compression. est de l'ordre de 1,3 % quand ε est inférieur à 16 et de l'ordre de 0,6 % quand ε est supérieur à 16.

X.4.3. Variation du rendement mécanique en fonction du taux de compression volumétrique

La figure X-17 montre que la variation du rendement mécanique η_m en fonction du taux de compression ε est similaire à celle du rendement indiqué et de la pression moyenne indiquée et cela revient à la proportionnalité entre les trois paramètres. Le rendement mécanique augmente tant que ε augmente et diminue dans le cas contraire.

Le taux d'augmentation relatif de η_m pour un accroissement d'une seule unité du taux de compression. est de l'ordre de 0,15 à 0,1 % quand ε est inférieur à 16 et de l'ordre de 0,05 % quand ε est supérieur à 16.

Il est très important de noter, qu'en réalité les pertes mécaniques augmentent avec la suralimentation et l'augmentation du taux de compression volumétrique. Ces derniers font augmenter les pertes à cause de l'accroissement de la poussée des gaz et de la température. Mais, puisqu'on a modélisé les pertes mécaniques en fonction de la vitesse moyenne du piston (vitesse constante), ces se trouvent toujours constantes et la variation du rendement mécanique deviendrait dépendante proportionnellement de celle de la pression moyenne indiquée.

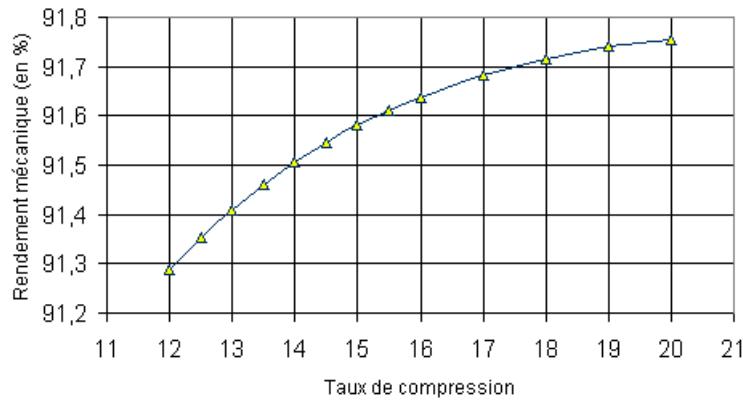


FIG. X-17 : VARIATION DU RENDEMENT MÉCANIQUE EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION

Remarque :

On remarque bien que les variations de la pression moyenne indiquée, le rendement indiqué et le rendement mécanique ont une forme asymptotique et cela dépend de la limite de compression volumétrique du moteur (sa capacité de comprimer l'air dans le cylindre ne peut pas dépasser une certaine limite et par conséquent les paramètres cités ci-dessus (pression moyenne indiquée, rendement indiqué et rendement mécanique) vont atteindre une certaine limite pour leur croissance.

X.4.4. Variation du taux de remplissage en fonction du taux de compression volumétrique

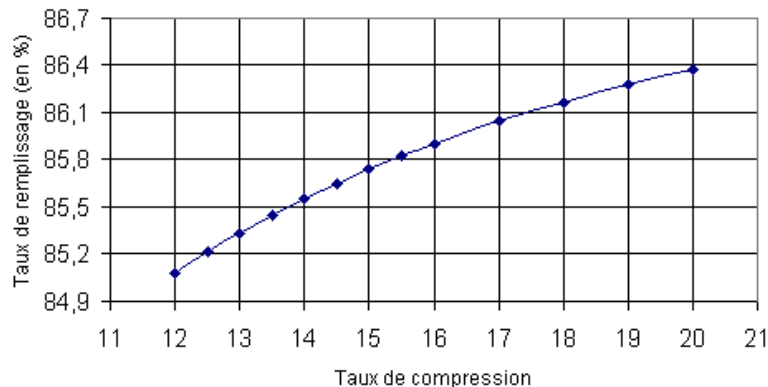


FIG. X-18 : VARIATION DU TAUX DE REMPLISSAGE EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION

À partir de la figure X-18, on pourrait constater que le taux de remplissage augmente avec l'augmentation du taux de compression volumétrique. En effet, plus que le taux de compression augmente, plus que la poussée et la température des gaz dans le cylindre augmentent et par conséquent la densité volumique des ces gaz diminue et les molécules deviennent plus libres ainsi que les distances entre les molécules croît d'une façon que la densité de probabilité de remplissage du volume du cylindre augmente, et si l'on suppose que les gaz brûlés ont même masse moléculaire moyenne que celle de l'air (du fait de la prépondérance de l'azote présent dans les deux cas) [4], cela va permettre à l'air d'occuper la majorité du volume du cylindre avec un taux assez élevé.

On pourrait aussi constater, à partir de la définition du taux de remplissage $\eta_v = \frac{m_a}{m_{th}} = \frac{m_a}{C_y \rho_a}$, qu'avec la diminution de la masse volumique de l'air (due à l'augmentation de la température des gaz dans le cylindre) fait augmenter le taux de remplissage.

X.4.5. Variation des consommations spécifique indiquée et horaire du carburant (gazole) en fonction du taux de compression volumétrique

Les figures X-19 et X-20 montrent que les consommations spécifique indiquée et horaire du carburant (gazole) diminuent d'une façon asymptotique avec l'augmentation du taux de compression volumétrique d'un moteur Diesel suralimenté. En effet, plus que le taux de compression augmente, plus que la puissance indiquée augmente et par conséquent plus que les consommations spécifique indiquées et horaire diminuent du fait qu'elles sont inversement proportionnelles à la puissance indiquée.

C'est une chose tout à fait logique, puisque l'augmentation du taux de compression d'un moteur Diesel qui est déjà suralimenté, permet d'augmenter le taux de remplissage et par suite d'accroître la masse d'air introduit dans le cylindre où il restera seulement d'injecter une petite quantité de carburant pour provoquer la combustion et chauffer le mélange gazeux pour pouvoir se détendre après dans le cylindre et produire le travail moteur.

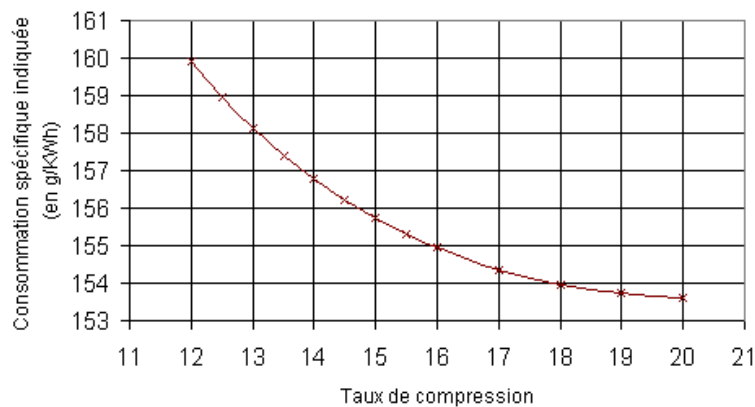


FIG. X-19 : VARIATION DE LA CONSOMMATION SPÉCIFIQUE INDIQUÉE DU CARBURANT EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION

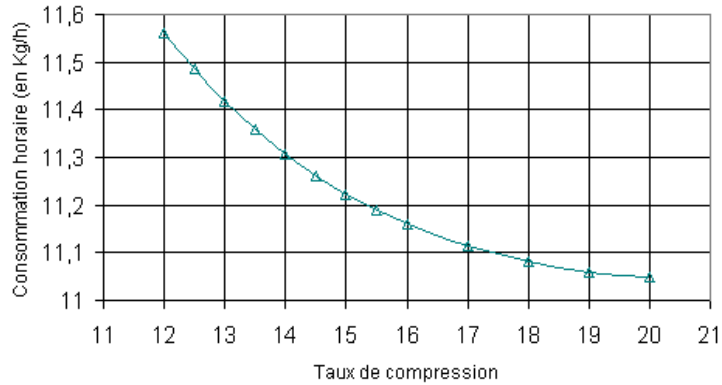


FIG. X-20 : VARIATION DE LA CONSOMMATION HORAIRE DU CARBURANT EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION

Les variations des consommation spécifique indiquée et horaire du carburant (gazole) ont une asymptote limité par $\varepsilon = 11,05 \text{ Kg/h}$ pour la consommation horaire et par $\varepsilon = 153,6 \text{ g/KWh}$ pour la consommation spécifique indiquée, afin d'assurer la moindre quantité du carburant nécessaire pour la combustion (les conditions du phénomène de combustion sont modifiées où l'inflammation en masse devient moins important).

Remarque :

Tous les résultats représentés sur les graphiques ci-dessus sont obtenus en faisant varier l'un des paramètres d'entrée cités dans le tableau 2 et fixant tous les autres paramètres. Ainsi que dans les calculs on a considéré que la pression à l'échappement est plus grande que celle à l'admission (voir les cycles obtenus présentés dans les annexes). L'influence de ce choix est apparue sur les résultats surtout sur le taux de remplissage qui doit atteindre facilement le 0,9 (90%) dans le cas où on adopte une pression à l'admission supérieure à celle à l'échappement. D'où l'intérêt donc de concevoir notre moteur suralimenté en adoptant une pression à l'admission supérieure à celle à l'échappement.

CHAPITRE XI

CONCLUSION

Ce présent rapport est consacré pour étudier le cycle réel d'un moteur diesel et de présenter une façon simple et faisable pour calculer tous ses paramètres.

On a montré l'importance de suralimenter le moteur, ce qui permet d'augmenter sa puissance et de diminuer la consommation en gazole.

Le but était de montrer l'évaluation de la variation de la puissance (travail ou pression moyenne) et la consommation du carburant avec les changements des paramètres d'entrées, afin d'arriver à concevoir un moteur qui pourrait être capable de satisfaire nos besoins de puissance surtout quand il serait associé à une éolienne dans le cadre de fournir l'électricité avec le moindre coût possible.

Tous les résultats des calculs étaient obtenus à partir d'un logiciel sous Excel développé pour cette raison ainsi que pour dessiner les cycles réel et théoriques pour le moteur concerné.

Cette étude a montré, qu'il serait préférable, dans le cas de suralimentation, de diminuer le taux de compression volumétrique du moteur afin d'éviter l'augmentation des contraintes thermiques et mécaniques sur le moteur.

Aussi, il est nécessaire de refroidir l'air comprimé à une température proche de celle ambiante dans le but d'augmenter la puissance et le rendement avec une moindre quantité de carburant.

Enfin, cette étude pourrait être une base pour concevoir des moteurs diesel à deux temps dans le but de les faire fonctionner à air comprimé seulement, en profitant de tous les avantages constructifs et énergétiques de ce type de moteurs.

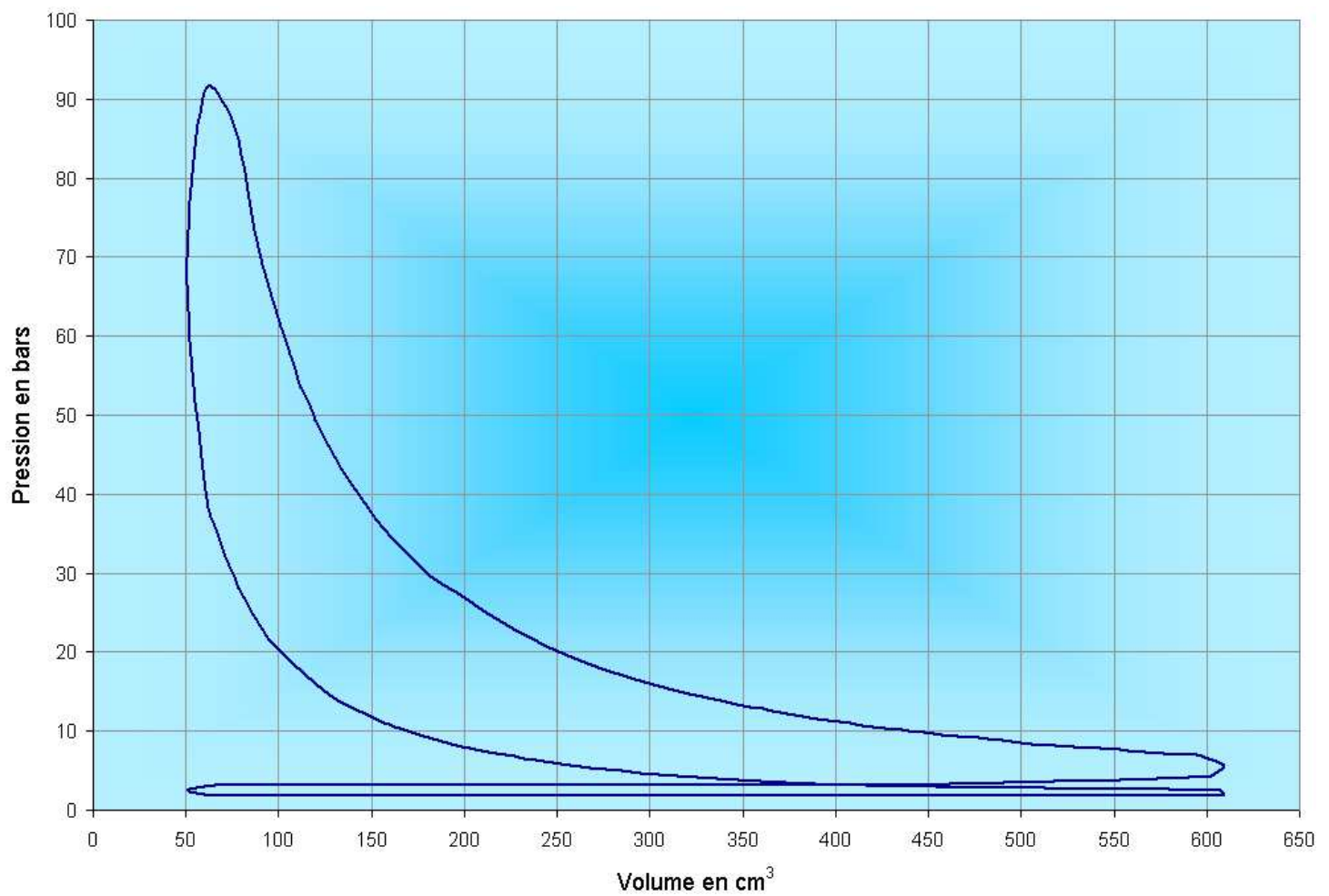
BIBLIOGRAPHIE

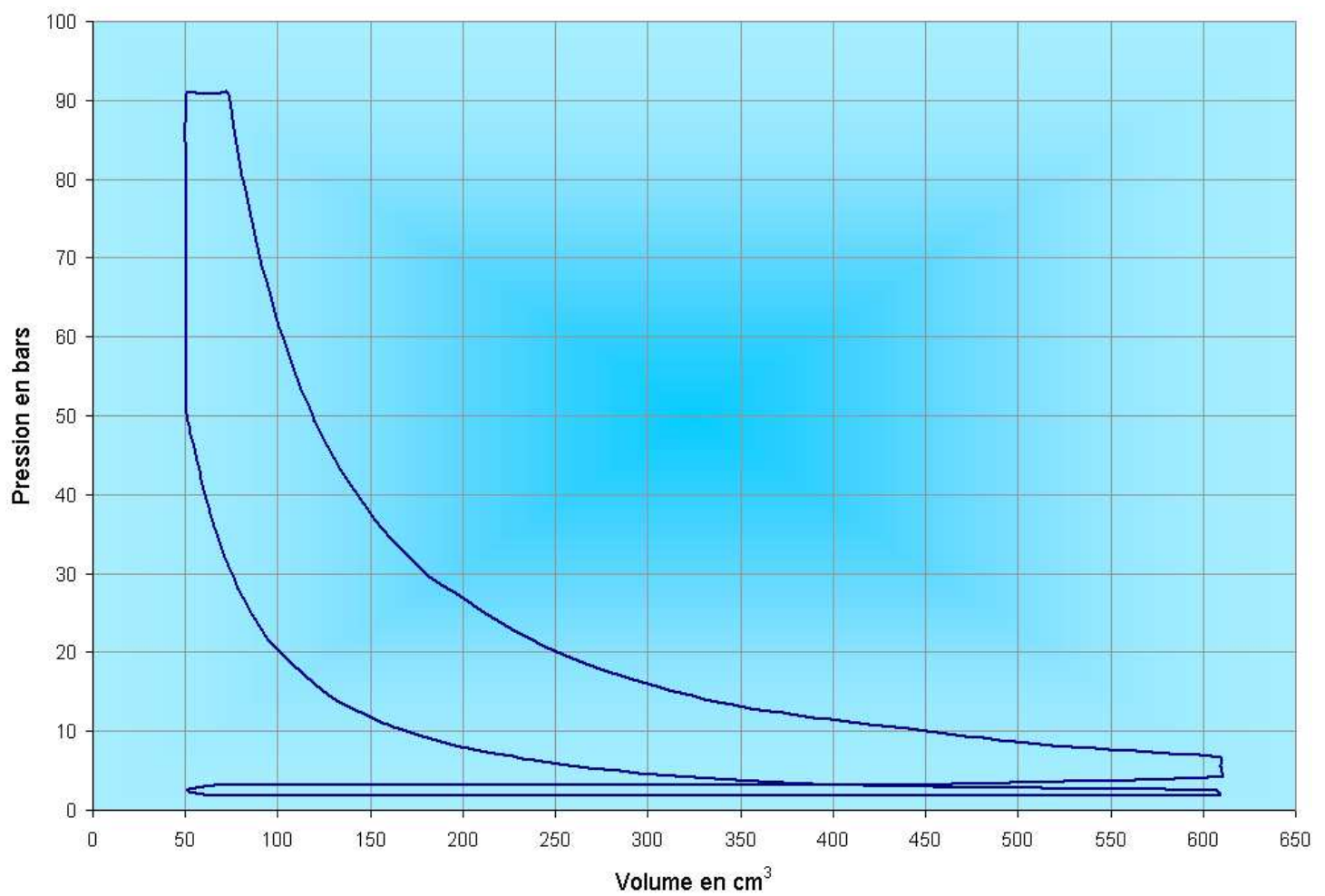
RÉFÉRENCES

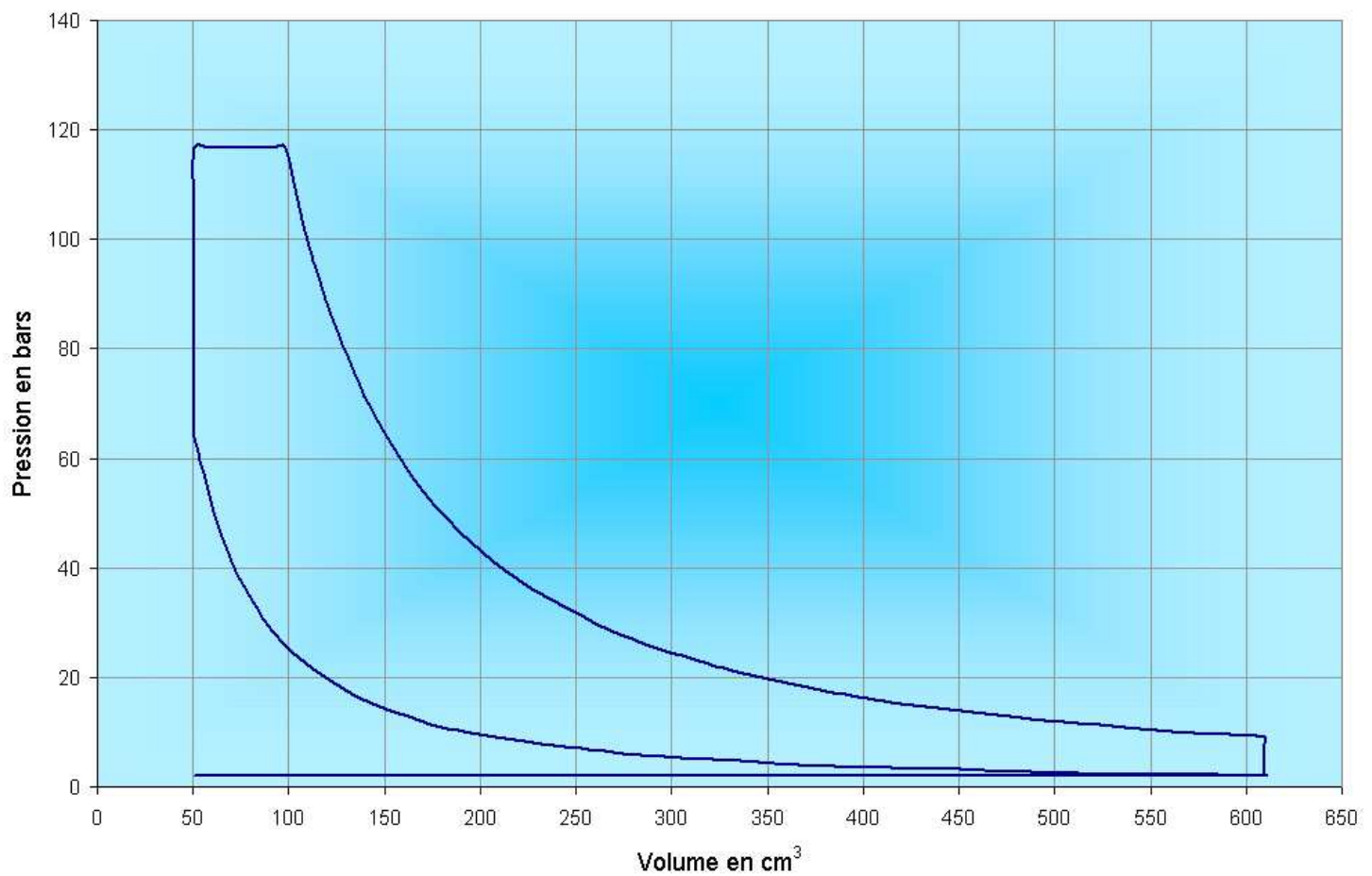
- [1] : P. ARQUÈS, « Moteurs Alternatifs À Combustion Interne », Masson 1987.
- [2] : M. MORKOS, « Moteurs À Combustion Interne », Polycopié du cours des moteurs thermiques, Université Libanaise, Beyrouth 2002.
- [3] : P. ARQUÈS, « Moteurs Alternatifs À Combustion Interne. De La Théorie À La Conception », Ellipses, 1999.
- [4] : M. GRATADOUR, « Application De La Suralimentation Aux Moteurs », Techniques de l'ingénieur, traité Mécanique et Chaleur, B2630.
- [5] : M. LEMAIRE, « Moteurs À Combustion Interne », Polycopié du cours des moteurs thermiques, École Centrale de Nantes, Nantes 2003.
- [6] : B. BESSON, « Suralimentation Par Compresseur Volumétrique », Techniques de l'ingénieur, traité Mécanique et Chaleur, B2632.
- [7] : J.C. SISI, « Principes De Thermodynamique », Bibliothèque Nationale du Québec, 1981.
- [8] : P. ARQUÈS, « Théorie Des Machines Alternatives Et Rotatives. Combustion : Études Et Problèmes Commentés », Masson 1991.
- [9] : J.F. HETET, « Moteurs À Combustion Interne », Polycopié du cours des moteurs thermiques pour le DEA, École Centrale de Nantes, Nantes 2003.
- [10] : R. VICHNIEVSKY, « Thermodynamique Appliquée Aux Machines », Masson & CIE, 1967.
- [11] : A. MOURTADA & G. MENGUY, « Transmission De La Chaleur », Publication de l'Université Libanaise, Section des sciences de l'ingénieur, Beyrouth 1998.

ANNEXE I

CYCLE RÉEL D'UN MOTEUR DIESEL



ANNEXE II**CYCLE THÉORIQUE D'UN MOTEUR DIESEL**

ANNEXE III**CYCLE IDÉAL D'UN MOTEUR DIESEL**

ANNEXE IV

**MODÈLES PARABOLIQUES DE L'ÉNERGIE INTERNE DES GAZ
DE COMBUSTION ET DE L'AIR EN FONCTION DE LA RICHESSE
ET DE LA TEMPÉRATURE**

Richesse	Modèle de l'énergie interne pour les gaz de combustion(en kJ/kmoles)
r = 1.666	$0.0013T^2 + 24.409T - 8534$
r = 1.25	$0.0014T^2 + 25.605T - 9125.8$
r = 1	$0.0015T^2 + 26.317T - 9383.5$
r = 0.834	$0.0013T^2 + 26.133T - 9377.5$
r = 0.715	$0.0013T^2 + 25.76T - 9207.9$
r = 0.625	$0.0013T^2 + 25.487T - 9061.2$
r = 0.5	$0.0012T^2 + 25.167T - 8926.9$
r = 0.4	$0.0012T^2 + 24.769T - 8710.7$
r = 0.333	$0.0012T^2 + 24.562T - 8614.3$
r = 0.25	$0.0012T^2 + 24.09T - 8342.8$
r = 0.167	$0.0011T^2 + 24.023T - 8351.2$
Modèle de l'énergie interne pour l'air (en kJ/kmoles)	
$0.0011T^2 + 23.475T - 8090.3$	