



UNIVERSITE D'ANTANANARIVO
ECOLE SUPERIEURE POLYTECHNIQUE
D'ANTANANARIVO



Département : Génie électrique - Génie mécanique et productique



Mémoire de fin d'étude en vue de l'obtention du diplôme de licence_ès sciences techniques en génie industriel

**SYSTEME D'ALIMENTATION EN CARBURANT
ET COMBUSTIBLE,
CAS DU MOTEUR DIESEL FERROVIAIRE**



Présenté par : ANDRIANTSOANIAINA Sandratra

RAHOLISON Jean Julios

RAHARIMANANA Andrianandrasana Henri

Encadré par : Monsieur RASOLOFOARINDRIAKA Allain

Monsieur RAFENOMANANA RANDRIAMANANJARA

Monsieur RAZAKAMANANTSOA Henri

Date de soutenance : 14 juillet 2012

REMERCIEMENTS

Nous ne saurions commencer ce mémoire sans exprimer nos vifs remerciements :

- A Dieu pour son amour infini et pour la force qu'il nous a permis de mener à bien notre stage jusqu'à terme ;
- A Monsieur le directeur général de l'Ecole Supérieur polytechnique d'Antananarivo, Pr. ANDRIANARY Philippe
- A Monsieur RAKOTOMANANA Charles Rodin, chef de département de la filière Génie Industrielle dans la branche Génie Mécanique et productique.
- A Monsieur RAKOTONIAINA Solofo Hery, chef de département de la filière Génie Industrielle dans la branche Génie Electrique.
- A Monsieur RANDRIAMORASATA Josoa Albert, enseignant à l'E.S.P.A., d'avoir accepté de présider notre mémoire.
- A Monsieur RASOLOFONDRIAKA Allain, enseignant à l'E.S.P.A., notre encadreur pédagogique et qui nous a fait partager son savoir et son enthousiasme.
- A Monsieur RAFENOMANANA RANDRIAMANANJARA, Chef de division Entretien Dépôt qui est notre encadreur professionnel
- A Monsieur RAZAKAMANANTS OA Henri, Chef de département Matériel Moteur qui est notre encadreur professionnel
- A tous les membres de jury qui ont pris de leur temps pour ce mémoire :
 - Monsieur RAVELOJAONA Jonhson, enseignant à l'E.S.P.A.
 - Monsieur ANDRIAMANALINA William, enseignant à l'E.S.P.A.
- A toute l'équipe de la société MADARAIL qui nous a réservé un accueil chaleureux et nous a été d'une grande source de conseils et d'informations ;
- A tous les membres de nos familles qui n'ont jamais cessé de prier pour nous et pour leur soutien moral, matériel et financier durant nos études.
- Nos remerciements s'adressent également à tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué à la réussite de ce mémoire ;

Les mots ne suffiront pas pour vous exprimer notre gratitude à l'achèvement de ce mémoire.

A vous tous merci !

SOMMAIRE

REMERCIEMENTS	1
SOMMAIRE	2
LITSE DES FIGURES	8
LITSE DES TABLEAUX.....	10
LITSE DES COURBES	11
LITSE DU DIAGRAMME	11
LITSE DES ABREVIATIONS	12
NOMENCLATURES.....	13
INTRODUCTION GENERALE.....	16
PARTIE I: RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE ET DOCUMENTATION.....	17
CHAPITRE 1 POINT SUR LA SOCIETE MADARAIL.....	18
I.1. IDENTIFICATION DE L'ENTREPRISE	18
I.2. HISTORIQUE	18
I.3. ORGANIGRAMME DE LA SOCIETE MADARAIL.....	21
I.4. ORGANIGRAMME FONCTIONNEL DE LA DIRECTION MATERIEL MOTEUR.....	22
I.5. RESSOURCES HUMAINES.....	23
I.6. LES ACTIVITES.....	24
a. <i>Transport de marchandises</i>	24
b. <i>Transport de personnes</i>	24
c. <i>Voies</i>	25
d. <i>Maintenances des matériels roulants</i>	25
e. <i>Adaptation des pièces</i>	26
f. <i>Projets de réhabilitation envisagée</i>	26
g. <i>Projet de transport de passager</i>	26
h. <i>Infrastructures des chemins de fer</i>	27
CHAPITRE 2 GENERALITE SUR LES MOTEURS DIESEL.....	29
II.1. HISTORIQUE DU MOTEUR DIESEL.....	29
II.2. ETUDE THEORIQUE DU MOTEUR DIESEL.....	31
a. <i>Organes constitutifs</i>	31
i. les organes moteurs.....	32
1. Bâti	32
2. Cylindre	33
3. Carter supérieur (cache culbuteur)	36
4. Culasse	37
5. Vilebrequin	38
6. Bielle	41
A. Cinématique du système bielle manivelle (SBM)	44
B. Cinématique de la bielle	47
C. Dynamique du système bielle manivelle	50
7. Piston et segment	60
ii. Les organes de distribution	66
1. Arbre à cames.....	66
2. Les pousoirs	68
3. Soupapes	68
iii. Les organes d'injection	69
b. <i>Classification du moteur diesel</i>	70
i. Moteur à injection directe	70
ii. Moteur à chambre d'allumage ou à chambre de précombustion	71
iii. Moteur à chambre de turbulence	73

iv.	Moteur à chambre de réserve d'air ou à chambre d'accumulation.....	73
v.	Moteur à injection haute pression à rampe commune.....	74
CHAPITRE 3 DESCRIPTION DE LA LOCOMOTIVE AD 18.....	76	
III.1.	PLAN GENERAL DE L'INSTALLATION	76
a.	<i>Local électronique</i>	76
b.	<i>Local des moteurs</i>	77
c.	<i>Local du groupe électrogène</i>	77
III.2.	LES ELEMENTS CONSTITUTIFS ET LEURS PRINCIPES DE FONCTIONNEMENT.....	80
a.	<i>La caisse</i>	80
b.	<i>Système de refroidissement</i>	81
c.	<i>Radiateur</i>	82
d.	<i>Les ventilateurs de refroidissement</i>	82
e.	<i>Le réservoir d'expansion</i>	82
f.	<i>Système de transmission mécanique</i>	82
CHAPITRE 4 DESCRIPTION DU MOTEUR D'ESSAI.....	84	
VI.1.	DESIGNATION DU MOTEUR	84
VI.2.	SYSTEME D'ADMISSION D'AIR DU MOTEUR.....	91
VI.3.	SYSTEME D'ECHAPPEMENT DES GAZ DU MOTEUR.....	92
VI.4.	SYSTEME DE REFROIDISSEMENT	93
a.	<i>Structuration</i>	93
b.	<i>Radiateur à deux passages d'écoulement</i>	93
VI.5.	SYSTEME DE GRAISSAGE DU MOTEUR	94
PARTIE II ETUDE SPECIFIQUE DU CIRCUIT D'ALIMENTATION DU MOTEUR DIESEL.....		95
CHAPITRE 1 GENERALITE	96	
I.1.	INTRODUCTION	96
I.2.	LES ELEMENTS CONSTITUTIFS DU CIRCUIT D'ALIMENTATION	96
CHAPITRE 2 LES DIFFERENTS TYPES DE CIRCUIT D'ALIMENTATION.....	102	
II.1.	CIRCUIT PAR GRAVITATION.....	102
a.	<i>Schéma descriptif du circuit d'alimentation</i>	102
b.	<i>Principe de fonctionnement</i>	103
II.2.	CIRCUIT D'ALIMENTATION PAR POMPE	103
a.	<i>Schéma descriptif du circuit par pompe</i>	103
b.	<i>Principe de fonctionnement</i>	104
i.	Pompe à membrane.....	105
ii.	Pompe à palette	107
iii.	Pompe à engrenage	108
iv.	Pompe à piston	109
c.	<i>Avantages et inconvénients</i>	111
II.3.	CIRCUIT A HAUTE PRESSION A RAMPE COMMUNE	112
a.	<i>Schéma descriptif du circuit haute pression à rampe commune</i>	112
b.	<i>Principe de fonctionnement</i>	114
i.	Circuit basse pression.....	114
ii.	Circuit haute pression	114
c.	<i>Avantage et inconvénient</i>	114
CHAPITRE 3 CIRCUIT D'ALIMENTATION DU MOTEUR D'ESSAI	116	
III.1.	CIRCUIT D'ALIMENTATION BASSE PRESSION	116

a.	<i>Réservoir</i>	116
b.	<i>Pré-filtre</i>	119
c.	<i>Pompe d'alimentation</i>	120
d.	<i>Filtre carburant</i>	122
e.	<i>Conduite de carburant basse pression</i> :.....	123
III.2.	CIRCUIT D'ALIMENTATION HAUTE PRESSION	125
a.	<i>Pompe haute pression</i>	125
b.	<i>Rampe commune</i>	126
c.	<i>ECU (Engine Control Unit)</i>	127
d.	<i>Injecteur</i>	129
e.	<i>Conduite de carburant haute pression</i>	130
III.3.	CIRCUIT DE RETOUR.....	130
III.4.	MODE DE FONCTIONNEMENT.....	132
III.5.	CONCLUSION	134
	PARTIE III ETUDE SPECIFIQUE DU CARBURANT ET COMBURANT DU MOTEUR DIESEL	135
	CHAPITRE 1 ETUDE SUR LES COMBUSTIBLES UTILISES DANS LE MOTEUR DIESEL	136
I.1.	COMBUSTIBLE.....	136
a.	<i>Généralité</i>	136
b.	<i>Définition</i>	136
i.	Combustible	136
ii.	Carburant	136
iii.	L'air :.....	136
iv.	La combustion.....	137
c.	<i>Equation bilan</i>	137
I.2.	CARACTÉRISTIQUES DU COMBUSTIBLE:.....	138
I.3.	CARACTERISTIQUES DU GASOIL	142
	CHAPITRE 2 ETUDE DE LA COMBUSTION	144
II.1.	EVOLUTION DE LA COMBUSTION	144
II.2.	QUALITES D'UNE BONNE COMBUSTION	145
II.3.	ANALYSE DE LA COMBUSTION.....	145
a.	<i>oxydation</i> :	145
b.	<i>Décomposition de peroxydes</i> :	145
c.	<i>Cracking du combustible</i> :	145
II.4.	DELAIS D'ALLUMAGE :	146
	CHAPITRE 3 ETUDE DU COMBURANT ET DE SON CIRCUIT	147
VI.1.	PROPRIETE DES GAZ.....	147
a.	<i>Equations d'état d'un gaz parfait</i>	147
b.	<i>Equations d'état d'un gaz réel</i>	148
c.	<i>Mélange de gaz parfait</i>	148
d.	<i>Transformation classique</i>	149
VI.2.	ETUDES DU CIRCUIT D'ALIMENTATION D'AIR	150
a.	<i>Généralités</i>	150
b.	<i>Problème sur le taux de remplissage des cylindres</i>	151
c.	<i>Nécessité du filtrage d'air</i>	151
	CHAPITRE 4 PROCESSUS DE TRANSFORMATION : PASSAGE DE L'ENERGIE CHIMIQUE EN ENERGIE MECANIQUE	154

IV.1.	ETUDES DES CYCLES.....	154
a.	<i>Diagramme cyclique : cycle de Carnot.....</i>	154
b.	<i>Application du cycle de Carnot par Diesel.....</i>	155
c.	<i>Cycle à volume constant</i>	155
d.	<i>Cycle mixte ou double</i>	156
IV.2.	ETUDES DU CYCLE MOTEUR.....	156
a.	<i>Moteur à deux temps.....</i>	156
b.	<i>Moteur à quatre temps.....</i>	158
i.	<i>Admission</i>	158
ii.	<i>Compression.....</i>	159
iii.	<i>Explosion, détente.....</i>	160
iv.	<i>Echappement</i>	161
c.	<i>Points sur le cycle théorique</i>	162
CHAPITRE 5 PERFORMANCES ENERGETIQUES		165
V.2.	EXPOSANT THERMOMECHANIQUE :	165
a.	<i>Exposant indiqué :.....</i>	165
b.	<i>Pression moyenne indiquée :</i>	167
c.	<i>Puissance indiqué :.....</i>	168
d.	<i>Rendement thermique indiqué :</i>	169
e.	<i>Consommation spécifique indiqué.....</i>	170
V.3.	EXPOSANTS MECANIQUES.....	170
a.	<i>Puissance mécanique.....</i>	170
b.	<i>Rendement mécanique.....</i>	171
c.	<i>Exposant effectif</i>	172
d.	<i>Version de puissance</i>	173
e.	<i>Dimension caractéristique</i>	174
V.4.	MESURE ET ESSAIS CARACTERISTIQUE	175
a.	<i>Courbe caractéristique.....</i>	175
b.	<i>Courbe caractéristique de vitesse</i>	175
c.	<i>Courbes puissances.....</i>	176
d.	<i>Courbe couple</i>	177
e.	<i>Couple nominale</i>	178
f.	<i>Courbe consommation</i>	180
CHAPITRE 6 ETUDE SUR LE MOTEUR D'ESSAI		182
V.1.	TRAVAIL INDIQUE.....	182
V.2.	PUISSEANCE INDIQUEE	183
V.3.	RENDEMENT THERMIQUE INDIQUE	183
V.4.	CONSOMMATION SPECIFIQUE INDIQUE	184
V.5.	EXPOSANT MECANIQUE.....	184
a.	<i>Puissance mécanique.....</i>	184
b.	<i>Rendement mécanique</i>	184
V.6.	EXPOSANT EFFECTIF	185
a.	<i>Puissance effectif.....</i>	185
b.	<i>Rendement effectif</i>	185
c.	<i>Consommation spécifique effective</i>	185
V.7.	VERSION DE PUISSANCE.....	185
a.	<i>Puissance spécifique ou par litrage²</i>	185
b.	<i>Puissance compressive.....</i>	185

PARTIE IV CONTRIBUTION A L'ETUDE DES SOLUTIONS AUX PROBLEMES LIES A L'ADAPTATION CARBURANT-CIRCUIT D'ALIMENTATION	187
CHAPITRE 1 CARACTERISTIQUES DU CARBURANT EXIGE PAR MTU POUR LE MOTEUR 12V4000R41R	188
I.1. INTRODUCTION.....	188
I.2. CARACTERISTIQUE DU COMBUSTIBLE APPROPRIE AU MOTEUR D'ESSAI	188
CHAPITRE 2 UTILISATION DU BIOCARBURANT	190
II.1. DEFINITION	190
II.2. POURQUOI LE BIOCARBURANT ?	190
II.3. L'HUILE DE JATROPHA	190
a. <i>Présentation et description de la plante Jatropha Curcas</i>	191
b. <i>Le Jatropha Curcas à Madagascar.....</i>	194
c. <i>Composition de l'huile de Jatropha.....</i>	196
d. <i>Propriété de l'huile de Jatropha Curcas :</i>	196
e. <i>Rendement en huile</i>	199
CHAPITRE 3 UTILISATION DE L'HUILE DE JATROPHA COMME CARBURANT POUR LE MOTEUR D'ESSAI	200
III.1. INTERPRETATION DU RESULTAT DANS L'UTILISATION DE L'HUILE DE JATROPHA COMME CARBURANT SUR LE MOTEUR D'ESSAI 200	
a. <i>Avantage.....</i>	200
b. <i>Effets engendrés par l'huile de jatropha sur le circuit d'alimentation du moteur</i>	200
c. <i>Conclusion et perspective</i>	201
III.2. ADAPTATION DE L'HUILE DE JATROPHA AU MOTEUR D'ESSAI :	201
a. <i>Mélange huile – gasoil :</i>	201
b. <i>Transformation chimique de l'huile de jatropha par estérification :</i>	202
i. Principes et principales matières premières :	204
ii. Principales familles de catalyseurs :	204
iii. Mécanismes de la transestérification :	205
1. La réaction.....	205
2. La séparation	205
3. Récupération de l'alcool.....	206
4. Neutralisation du glycérol	206
5. Lavage du biodiesel (ester).....	206
iv. Les facteurs influençant de la réaction de transestérification :	206
III.3. EVALUATION DU RESULTAT DE TRANSESTERIFICATION DE L'HUILE DE JATROPHA	207
III.4. CONCLUSION	207
CHAPITRE 4 CALCUL DES PERFORMANCES ENERGETIQUES DU MOTEUR D'ESSAI DANS L'UTILISATION DE L'HUILE DE JATROPHA TRANSESTERIFIEE (OU BIODIESEL DE JATROPHA).....	208
IV.1. RENDEMENT THERMIQUE THEORIQUE	208
IV.2. PUissance INDIQUE	208
IV.3. RENDEMENT THERMIQUE INDIQUE	208
IV.4. CONSOMMATION SPECIFIQUE INDIQUE	209
IV.5. EXPOSANT MECHANIQUE.....	209
IV.6. EXPOSANT EFFECTIF	210
IV.7. VERSION DE PUissance.....	210
IV.8. CONCLUSION	212
CHAPITRE 5 ETUDE ENVIRONNEMENTALE	213
V.1. INTRODUCTION	213

V.2.	IMPACTS ENVIRONNEMENTAUX SUR L'UTILISATION DU MOTEUR DIESEL.....	213
a.	<i>Caractéristiques des gaz émis produits par le gasoil</i>	213
b.	<i>Caractéristique des gaz émis produits par l'huile de Jatropha</i>	214
c.	<i>Principaux polluants :</i>	214
V.3.	EFFETS DES EMISSIONS SUR LA SANTE	214
	CONCLUSION GENERALE.....	215

LISTE DES ANNEXES

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

REFERENCES WEBOGRAPHIQUES

LISTE DES FIGURES

N°	DESIGNATION	PAGES
01	Le moteur Diesel de 1897	30
02	bâti moteur	32
03	carter supérieur	36
04	Culasse	37
05	Vilebrequin	40
06	Bielle	41
07	bielle du moteur en V	43
08	SBM axé	45
09	SBM désaxé	45
10	SBM disposé en V	46
11	Dimension linéaire et angulaire	46
12	Trajectoire de la bielle	48
13	système dynamique équivalent du piston	52
14	système dynamique équivalent de la manivelle	52
15	système dynamique équivalent de la bielle	54
16	Force d'inertie du SBM	55
17	Force résultante rotative	58
18	Couple résistant	59
19	Piston et segments	60
20	Arbre à came	67
21	Poussoir	68
22	Soupape	69
23	la locomotive AD 18	78
24	dimension du moteur AD 18	84
25	dimension du moteur AD 18	85
26	numérotation des cylindres	90
27	principe du système d'huile a moteur	94
28	Injecteur	99
29	Injecteur fermé	100
30	Injecteur ouvert	100
31	circuit d'alimentation par gravitation	102
32	Circuit d'alimentation par pompe	103
33	pompe à membrane	105
34	pompe à palette	107
35	pompe à engrainage	108
36	Pompe à piston	109
37	Pompe de transfert double effet	110
38	circuit d'alimentation à haute pression à rampe commune	112
39	Réservoir de la locomotive AD 18	116
40	pré-filtre	119
41	pompe d'alimentation	120
42	filtre carburant	122
43	Conduite de carburant basse pression	123

44	pompe haut pression	125
45	rampe commune	127
46	ECU	128
47	injecteur du moteur d'essai	129
48	conduite de carburant haute pression	130
49	circuit de retour	130
50	fonctionnement du circuit d'alimentation AD18	132
51	Filtre à air	153
52	compression explosion - Admission dans le carter 2 temps	157
53	détente- échappement admission dans le cylindre	158
54	Admission	159
55	Compression	160
56	Explosion détente	161
57	Echappement	161
58	Fleur de jatropha	194
59	Fruit de jatropha	194
60	plante de jatropha	194
61	Réaction générale de la transestérification	202
62	Les différentes étapes de la transformation de l'huile de Jatropha en biodiesel par transestérification	203
62	Huile de jatropha avant séparation	205
63	Huile de jatropha après séparation	205

LISTE DES TABLEAUX

N°	DESIGNATION	PAGES
01	Période de première mise en circulation des locomotives et locotracteurs	20
02	Maintenance des matériels roulants	25
03	infrastructures des chemins de fer	27
04	description du locomotive AD 18	79
05	désignation du moteur AD18	86
06	caractéristique du gasoil	143
07	caractéristique du combustible approprié au moteur MTU 12V4000R41R	188
08	composition de l'huile de jatrophia	196
09	Propriété physique de l'huile de jatropja	197
10	Propriété chimique de l'huile de jatropja	198
11	composition chimique de l'huile de jatropja	199
12	Propriété de C ₁ – C ₄ alcools	204
13	Condition de transestérification	206
14	Tableau comparatif de l'huile de jatrophia, biocarburant de jatrophia et gasoil	207
15	comparaison de l'utilisation du gasoil et de l'huile de jatrophia	211

LISTE DES COURBES

N°	DESIGNATION	PAGES
01	Effort de gaz	51
02	Effort de pression	57
03	Cinématique du piston	62
04	Vitesse du piston	63
05	Accélération du piston	65
06	transformation classique	149
07	diagramme cyclique (cycle de Carnot)	154
08	compression explosion - Admission dans le carter 2 temps	157
09	détente- échappement admission dans le cylindre	158
10	Admission	159
11	Compression	160
12	Explosion détente	161
13	Echappement	161
14	Diagramme théorique	162
15	Diagramme réelle	162
16	Travail moteur et résistant	165
17	courbe de puissance du moteur à essence	176
18	courbe de puissance du moteur diesel	177
19	courbe de la couple du moteur à essence	177
20	courbe de la couple du moteur diesel	178
21	couple nominale	179
22	courbe comparatif de la consommation du moteur diesel et du moteur à essence	180
23	Couple et consommation	181

LISTE DU DIAGRAMME

N°	DESIGNATION	PAGES
01	Evolution du prix de gasoil à Madagascar	212

LISTE DES ABREVIATIONS

AD 18	: Alternatif current – Direct current Diesel de puissance nominal 18000Ch.
AI	: Avance à l'Injection
AOA	: Avance à l'Ouverture de la soupape d'Admission
AOE	: Avance à l'Ouverture de l'Echappement
ECU	: Engine Control Unit
FCE	: Fianarantsoa Cote Est
GP	: Gaz Parfait
HJ	: Huile de Jatropha
MLA	: Moramanga Lac Alaotra
MTU	: Motoren und Turbiren Union
PCI	: Pouvoir Calorifique Inférieur
PCS	: Pouvoir Calorifique Supérieur
PMB	: Point Mort Bas d'un cylindre du moteur
PMH	: Point Mort Haut d'un cylindre du moteur
RFA	: Retard à la Fermeture de la soupape d'Admission
RFE	: Retard à la fermeture de l'Echappement
TA	: Tananarive Antsirabe
TCE	: Tananarive Cote Est

NOMENCLATURES

SYMBOLES	DESIGNATIONS	UNITES
C	Carbone	[-]
CO	Monoxyde de carbone	[-]
C_m	Couple moteur	[Nm]
C_n	Couple nominal du moteur	[Nm]
C_o	Consommation maximale à la combustion complète	[g/h]
CO_2	Dioxyde de carbone	[-]
C_p	Capacité calorifique à pression constante	[J/kg. °K]
C_{si}	Consommation spécifique indiquée du moteur	[g/kWh]
C_{se}	Consommation spécifique effective du moteur	[g/kWh]
C_{sp}	Consommation spécifique	[g/h]
D	Alésage	[mm]
GP	Gaz parfait	[-]
H	Hauteur du segment	[cm]
H	Hydrogène	[-]
H_2SO_4	Acide sulfurique	[-]
I	Pouvoir calorifique	[kJ/kg]
K	Coefficient de la densité du diagramme	[-]
K	Constante d'usure	[-]
κ	Exposant adiabatique	[-]
M	Masse du mélange air + carburant	[kg]
m'	Masse du carburant	[kg]
N	Régime du moteur	[tr/mn]

NO_2	Dioxyde d'Azote	[-]
NO_x	Oxydes d'Azote	[-]
N	Nombre de cylindre	[-]
O	Oxygène	[-]
P	Puissance	[kW]
P_e	Puissance effective du moteur	[kW]
P_f	Puissance fournie par les carburants	[kW]
P_i	Puissance indiquée	[kW]
$P_{i\text{ moyenne}}$	Puissance indiquée moyenne	[kW]
$P_{i\text{ max}}$	Puissance indiquée maximale	[kW]
P_m	Puissance mécanique	[kW]
p_e	Pression moyenne effective	[MPa]
p_i	Pression moyenne indiquée	[MPa]
p_i'	Pression moyenne indiquée du cycle théorique	[MPa]
p_{atm}	Pression atmosphérique	[MPa]
p_r	Pression des gaz résiduels	[MPa]
PMB	Point mort bas d'un cylindre du moteur	[-]
PMH	Point mort haut d'un cylindre du moteur	[-]
PCI	Pouvoir calorifique inférieur	[kJ/kg]
PCS	Pouvoir calorifique supérieur	[kJ/kg]
R_e	Rendement effectif	[%]
R_m	Rendement mécanique	[%]
R_i	Rendement thermique indiqué	[%]
R_{th}	Rendement thermique théorique	[%]
R_{rel}	Rendement relatif	[%]

S	Course du piston	[mm]
S	Soufre	[$-$]
SO_2	Dioxyde de soufre	[$-$]
T	Température	[°K]
T_{amb}	Température à l'ambiance	[°K]
T_r	Température des gaz résiduels	[°K]
T_0	Température au début de l'admission du cycle théorique	[°K]
T_1	Température au début de compression du cycle théorique	[°K]
T_2	Température de fin de compression du cycle théorique	[°K]
T_3	Température au début de combustion du cycle théorique	[°K]
T_4	Température au début de détente du cycle théorique	[°K]
T_5	Température de fin de détente du cycle théorique	[°K]
τ	Temps du moteur	[$-$]
V	Volume	[m^3]
V_c	Volume de la chambre de combustion	[cm^3]
V_h	Cylindrée unitaire	[cm^3]
V_t	Cylindrée totale	[cm^3]
ε	taux de compression	[$-$]
n_c	Nombre de cylindre	[$-$]
μ_a	Coefficient entre segment et chemise	[$-$]
ρ	Taux de dilatation de volume	[$-$]
λ_p	Taux de dilatation de pression	[$-$]
λ	Coefficient d'air théorique	[$-$]
ξ	Coefficient de frottement	[$-$]

INTRODUCTION GENERALE

La société MADARAIL, s'occupe des transports de marchandises et de passagers par lignes ferroviaires à travers Madagascar. Elle a un rôle important dans le développement sur le plan économique et social du pays en conséquence.

Notre stage de mémoire de fin d'études s'est déroulé au sein de la société MADARAIL dans la direction matérielle-moteur (DMAT)

Actuellement, la concurrence et la diversité des technologies nouvelles prennent place dans les entreprises. Ainsi, chaque société a sa technique propre pour améliorer la qualité de ses produits tout en diminuant les coûts des mains d'œuvre dans la mesure possible, tout en essayant d'éviter les temps perdus.

Ne pouvant échapper à cette exigence des temps modernes, la société MADARAIL a déjà accédé à l'utilisation du moteur à rampe commune à commande électronique, sur laquelle est basée notre étude dont le thème est : « [système d'alimentation en carburant et combustible. Cas de moteur diesel ferroviaire](#) »

Nous allons examiner la rentabilité du travail pour l'avenir de la société MADARAIL en matière d'indépendance en ressource énergétique et technologique.

Notre étude comporte alors quatre grandes parties que nous allons présenter dans le présent mémoire :

- Dans le premier temps, nous allons présenter notre entreprise d'accueil, la locomotive AD 18 et son moteur et la généralité du moteur diesel ;
- En second lieu, découvrirons l'étude spécifique du circuit d'alimentation du moteur diesel ;
- En suite, on parlera de la spécificité du carburant pour moteur diesel ;
- Enfin, des solutions aux problèmes liés à l'adaptation carburant-circuit d'alimentation seront examinées.

PARTIE I

RECHERCHE

BIBLIOGRAPHIQUE ET

DOCUMENTATION

Chapitre 1 Point sur la société MADARAIL

I.1. Identification de l'entreprise

La société MADARAIL est une société anonyme ayant une capitale de 5 000 000 000 Ar. Elle est située à Antananarivo, à l'avenue de l'Indépendance, plus exactement à la gare Soarano.

Renseignements généraux :

Nom : MADARAIL

Statut juridique : Société anonyme

Lieu d'implantation : Soarano Antananarivo

Capitale : 5 000 000 000 Ar

Effectifs : 999 Employés dont :

322 agents d'exploitation

235 agents de voie

250 agents de maintenance matériels

Tel : 22 345 99

Fax : 22 218 83

Gare Soarano, 1^{er} Avenue de l'Indépendance Antananarivo

Boite postal 1175, Soarano Antananarivo 101

I.2. Historique

La voie ferroviaire a existé à Madagascar depuis la période coloniale par les colons français qui ont décidé de mettre en place la première section de chemin de fer dans notre pays en 1901, après une longue étude des projets relatifs aux tracés de chemin de fer de 1897 à 1898.

Auparavant, le transport ferroviaire est une société d'Etat nommée RNCFM ou Réseau Nationale de Chemin de Fer Malagasy, et après le contrat signé entre l'Etat Malagasy et la société MADARAIL, qui a été fait le 10 Octobre 2002, cette convention liant les deux a

pris comme décision que cette dernière gère la part des transports ferroviaires de Madagascar, à savoir les lignes Antananarivo – Antsirabe (T.A), Antananarivo – Côte Est (T.C.E), Antananarivo – Moramanga – Lac Alaotra (M.L.A) ainsi que Vodiala – Morarano, et c'est à ce moment là que commence la transition entre RNCFM et MADARAIL jusqu'au premier Juillet 2003.

Voici des événements marquant les chemins de fer Malgache depuis son existence :

- 1897 à 1898 : Etude des projets relatifs aux tracés des chemins de fer ;
- 1^{er} Avril 1901 : Les premiers rails furent posés à Anivorano ;
- 1^{er} Avril 1909 : La ligne reliant Antananarivo – Brickaville a été ouverte officiellement ;
- 04 Mars 1912 : Début des travaux reliant Tananarive et Antsirabe ;
- 06 Mars 1913 : inauguration du prolongement du chemin de fer de Brickaville à Tamatave. De ce fait, on assiste à la naissance de la ligne T.C.E (Tananarive – Côte Est) ;
- 31 Mai 1915 : La ville de Moramange fut reliée à la région du Lac Alaotra, c'est la naissance de la M.L.A (Moramanga – Lac Alaotra).
- 25 Juin 1922 : La région du Lac Alaotra fut reliée à la ville d'Ambatondrazaka ;
- 15 Octobre 1923 : Le premier train siffla à la Gare d'Antsirabe ; on assiste alors à la naissance de la ligne T.A (Tananarive – Antsirabe) ;
- 1936 : Exploitation de la ligne de Fianarantsoa – Côte Est (F.C.E) ;
- 28 Février 1944 : Mise en place d'une société ferroviaire pour desservir les réseaux Nord et Sud. Cette société fut dénommée REGIE GENERALE DES CHEMINS DE FER D'OUTRE MER ;
- 26 Décembre 1950 : La société ferroviaire fut déléguée à un organisme à caractère individuel et commercial.
- 1^{er} Janvier 1951 : La société change de nom. Elle devient alors la REGIE DES CHEMINS DE FER DE MADAGASCAR (RCFM) ;
- 1974 : Nationalisation de la société ferroviaire. Etablissement public à caractère industriel et commerciale (EPIC) doté d'une personnalité civile et d'une autonomie financière ;
- 06 Mai 1982 : l'entreprise devient une Société d'Etat à part entière. La Société ferroviaire Malgache devient le RESEAU NATIONAL DES CHEMINS DE FER MALAGASY (RNCFM) ;
- 1990 : le chemin de fer n'est plus entretenus, les matériels moteurs et remorqués ne sont plus fonctionnels et ne sont pas renouvelés. L'Etat Malgache décide de privatiser le RNCFM.
- 1997 : Lancement d'appel d'offres internationale pour la mise en concession du réseau nord ;

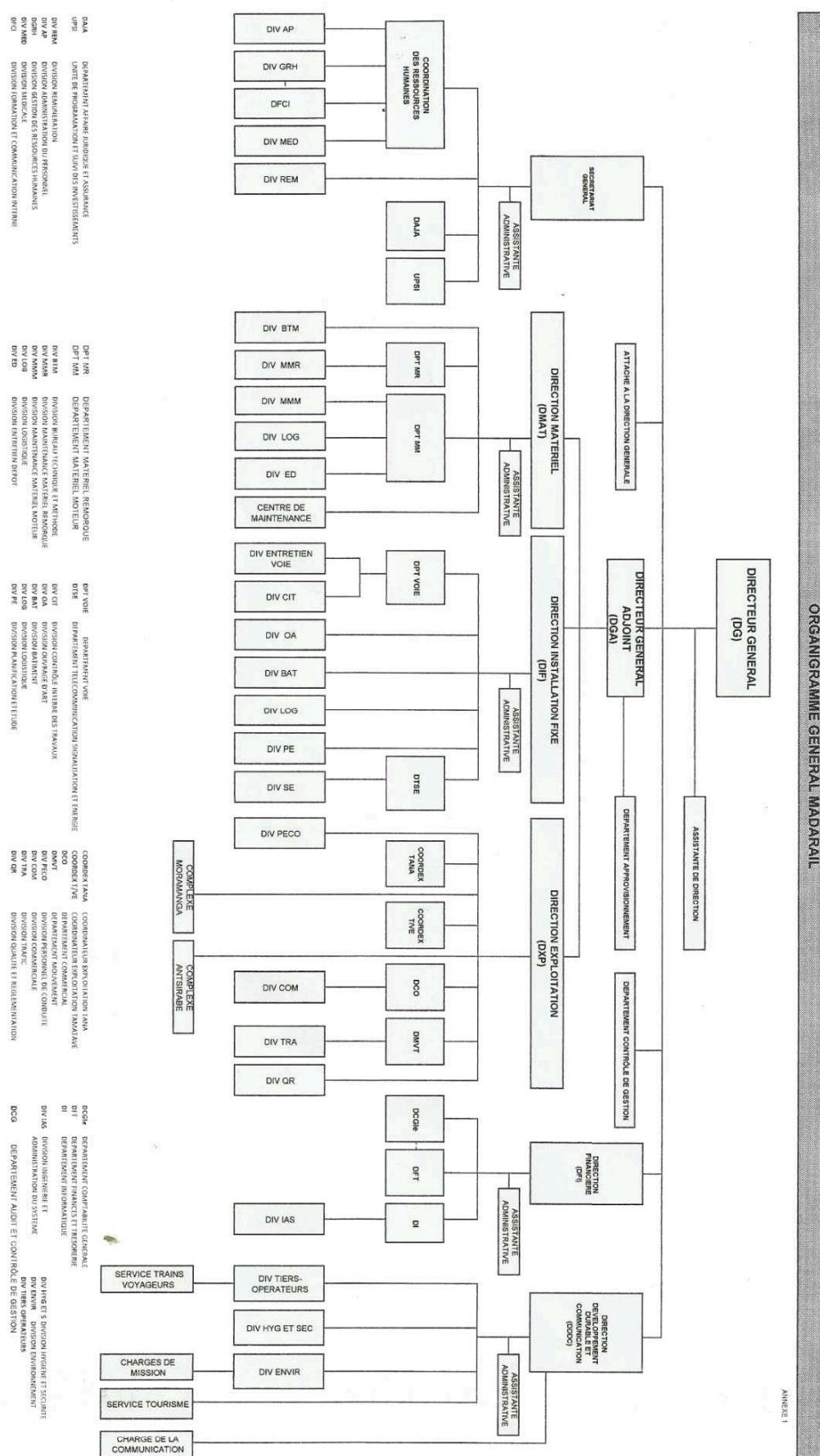
- 2000 : Adjudication de la convention de concession ;
- 10 Octobre 2002 : un opérateur privé appartenant au groupe « BOLLORE » du nom de « COMAZAR » prend en gestion l'exploitation, les infrastructures et le patrimoine du chemin de fer Malgache. Le RNCFM devient « MADARAIL ou MADAGASCAR RAILWAYS ».
- 01 Juillet 2003 : Reprise des activités ferroviaires ;
- 2008 : l'opérateur Belge « VECTURIS » devient l'actionnaire majoritaire de MADARAIL.

Période de première mise en circulation de quelques locomotives et locotracteurs :

Type	Date de première mise en circulation
BB 221 – BB 222	1973
BB 223 à BB 225	1974
BB 226 – BB 227	1975
BB 228 – BB 229	1979
BB 230 à BB 232	1980
BB 233 à BB 236	1981
BB 237 – BB 238	1982
BB 252 – BB 253	1987
BB 254 – BB 256	1989
YG 101 – YG 102 – YG 103	2004
AD1801 - AD1802 - AD1803 - AD1804 - AD1805	2008

Tableau 1 : Période de première mise en circulation des locomotives et locotracteurs

I.3. Organigramme de la société MADARAIL



- La **Direction de Développement Durable et Communication** assure tout ce qui entoure la société concernant la sécurité de MADARAIL.
- La **division Juridique** ayant les responsabilités de :
 - Assister et conseiller l'Administrateur Directeur Générale ;
 - Assurer la sauvegarde et la reconnaissance des droits de l'entreprise auprès des autorités judiciaires ;
 - Défendre les intérêts de la société auprès des mêmes autorités ;
 - Traiter avec les organismes les dossiers ayant un caractère juridique.
- La **direction financière** est chargé du service de facturation, du service d'audit, du service de trésorerie et de l'informatique apparentant à ce département ;
- Le **Secrétariat Générale** se répartit en service de paie, de médicale et de formation ;
- Le **département installation fixes** se subdivise en division Maintenance et Réhabilitation ;
- Le **Direction Matériel** est composé par la Division Matériel Remorqué et la Division Matériels Moteur.

I.4. Organigramme fonctionnel de la Direction Matériel Moteur

Elle s'occupe donc de la plupart des travaux de maintenances, de l'entretien et de la Révision Générale (RG) des locomotives de traction. Cette division se réparti en plusieurs sections telle que la section thermique, section bogie pneumatique et la section électronique. Lors de ces maintenances, plusieurs organes des différentes parties de la locomotive sont soumis à des échanges standards ou à des révisions selon le cas d'incident et l'échéancier de fonctionnement.

D'ailleurs, elle est chargées aussi de :

- La maintenance des locotracteurs, des tracteurs, des autorails, des draisines et des mototorries ;
- L'entretien des installations électriques des ateliers, des engins de levage et manutention ainsi que les équipements électrique des véhicules de MADARAIL.

I.5. Ressources humaines

MADARAIL offre un large éventaire de métiers. Ces métiers sont divisés en quatre familles :

L'exploitation : a pour mission de faire circuler les trains voyageurs et marchandises en respectant les normes de sécurité. Ces métiers regroupent les agents bureau gare, les agents de circulation, les conducteurs, les aiguilleurs, les chefs de gare, etc.

L'ouvrage d'art : consiste à réhabiliter et à réparer la voie, les tunnels, les ponts, les bâtiments, etc. ces métiers comprenant les ingénieurs, les topographes les cantonniers, les conducteurs d'engins de chantier, les ouvriers, les maçons, les plombiers, etc.

La maintenance des matériels ferroviaires : consiste à effectuer l'entretien, la réparation du matériel roulant et la fabrication des pièces. Ce métier comprend les mécaniciens, les électriciens, les forgerons, les peintres, les soudeurs, etc.

L'appui : comprend les ressources humaines, l'hygiène sécurité environnement, l'informatique et la communication, les achats et la logistique, la gestion financière et administrative, le commerciale, l'audit, etc.

Les cheminotes et les cheminots de MADARAIL

999 salariés	322 agents d'exploitation 235 agents voie 250 agents de maintenance matériels	13% de cadres 26% de maîtres 61% d'exécutants
--------------	-------------------------------------------------------------------------------------	-----------------------------------------------------

Plan de carrière

Nous avons mis en place des plans de carrière, permettant à notre personnel d'évoluer dans la société. Cette évolution de carrière peut s'effectuer au sein de la filière de son métier ou dans une autre filière. Ces plans de carrières servent à donner l'opportunité aux agents d'optimiser leurs savoir faire au sein du chemin de fer. Une évaluation annuelle de chaque agent lui permet de faire un bilan de ses compétences avec son chef hiérarchique. Des formations sont ensuite proposées aux agents, en fonction de leurs demandes ou en fonction de leurs nécessités. Des recyclages annuels permettant de fortifier les bases déjà acquises. En 2008, 97 des agents ont bénéficié d'une formation

Formation professionnelles et stages

Nous accueillons des stagiaires, en cours de formation ou en fin d'études, au sein de notre société chaque année. L'objectif est de leur faire découvrir le métier des chemins de

fer, et de leur fournie une expérience professionnelle unique. MADARAIL projette de travaillant en partenariat avec des écoles afin de fournir aux jeunes malgaches une formation professionnalisant de qualité. En 2008, 97 stagiaires ont bénéficié d'une formation pratique d'une moyenne de deux à trois mois.

I.6. Les activités

a. Transport de marchandises

La société MADARAIL transporte des différents types de produit (marchandises dangereuses, matériaux de construction, produit de carrières, produits agricoles et alimentaires, produits conteneurisés, etc....) à travers le réseau commerciale importante : 17 locomotives, 260 wagons de différents types.

Les trains effectuent deux allers-retours quotidiens entre Tamatave et Antananarivo et deux allers-retours hebdomadaires entre Antsirabe et Antananarivo. La société MADARAIL offre un service 7 jours/7 et 24h/24.

b. Transport de personnes

Le train « Dia Soa » a été mis en place pour desservir les zones enclavées entre Moramanga et Tamatave. Ce train circule 6 jours/7 sur cet axe.

La société MADARAIL dispose également deux trains touristiques : le « Trans Lémurien Express » et la légendaire « Micheline ».

Flotte commerciale de MADARAIL

Locomotives	17
Locomotives AD 18 B	5
Locomotives AD 12 B	12
Matériels Remorqués	260
Wagons couverts	67
Wagons plats (portes conteneurs)	48
Wagon à Minerais	76
Wagons Citerne	63
Tombereaux	6

c. Voies

La société MADARAIL effectue des « embranchements particuliers » sur demande, et en fonction de la faisabilité. Ces embranchements particuliers permettent aux clients d'être livrés directement sur leur site de production.

Savonneries Tropicale Antananarivo	70 mètres
TIKO Zone Industriel Forello	180 mètres
TIKO port de Toamasina	120 mètres
NBM (Nouvelle Brasserie de Madagascar)	630 mètres
MICTS L Toamasina	325 mètres (en cours)

La réhabilitation et le renouvellement sont effectués par la SOMATRAFER, et son supervisés et contrôler par le DVOAB (Département Voies, Ouvrage d'Art et Bâtiment).

d. Maintenances des matériels roulants

Par soucis de sécurité, il faut respecter la périodicité des révisions et des entretiens des matériels moteurs et remorqués. La Direction Matériel (DMAT) assure la totalité des révisions et des engins dans l'atelier. Les matériels moteurs (locomotives), remorqués (wagon) et les engins de travail (draisines, locotracteur, etc. ...) sont révisés et visités selon une fréquence bien définie :

Matériels moteurs Révisions générales Grands entretien Visites systématiques	Tous les 480 000 km Tous les 180 000 km Après chaque voyage
Matériels remorqués Révisions générales Grands entretien Visites systématiques Entretien courants	Tous les 6 ans Tous les 3 ans Tous les 50 000 km Après chaque voyage
Engin de travail Révisions générales Grands entretien Visites systématiques	Tous les 3 ans Tous les 9 mois Après chaque voyage

Tableau 2 : Maintenance des matériels roulants

e. Adaptation des pièces

La société MADARAIL adapte en interne leur propre pièces de rechanges nécessaires (roues, vilebrequins, etc....) Le dépôt principal de Soarano est composé de 13 Ateliers (infrastructures techniques, peintures, injection, bogies pneumatiques, essieux, etc ...) Moramanga ainsi que Manangareza possèdent également un dépôt chacun. La société prend également les commandes de certains clients, qui désirent confectionner et/ou modifier des pièces spéciales (alésage, tournage, fraisage, etc. ...) et traiter leurs requêtes en fonction de la disponibilité de l'atelier et de la faisabilité technique.

f. Projets de réhabilitation envisagée

MADARAIL exploite 3 lignes : la ligne Antananarivo – Côte Est (T.C.E), Antananarivo – Antsirabe (T.A), Antananarivo – Moramanga – Lac Alaotra (M.L.A), permettant le désenclavement de la région d'Alaotra. Ces trois axes représentent une longueur de 673 Kilomètres. Le trafic du chemin de fer est en croissance constante, de 60 000 tonnes en 2003, elle a été de 285 000 tonnes en 2006, en 2007, MADARAIL compte sur un trafic de 352 000 tonnes, 421 884 tonnes en 2011 et le projet de l'année 2012 est de 465 089 tonnes. Pour cela, elle table stabilise le taux de disponibilité des locomotives à 84,96 %.

g. Projet de transport de passager

Le transport de voyageur est envisagé par MADARAIL depuis longtemps. Elle porte pour le moment sur le transport de marchandises et hydrocarbures. Par ailleurs, la société de transport ferroviaire compte dans un futur assez proche de basculer un peu plus vers le transport de passagers. Le niveau de trafic qu'elle a aujourd'hui n'est pas encore suffisant pour financer les travaux de réhabilitation. Elle ne pourrait pas prétendre à un niveau plus élevé à cause de l'état des voies. Elle a pris le problème par l'autre bout, c'est-à-dire investir pour améliorer la qualité des services, et la clientèle viendra d'elle-même après pour renflouer les caisses.

MADARAIL a entamé en 2005 un vaste programme de modernisation d'ouvrages d'arts et de la voie. Sur la ligne qu'elle exploite, la quasi-totalité des rails est dans un piteux état.

D'abord, parce qu'il y a un manque flagrant d'entretien et parce que le vol est un phénomène assez fréquent sur le réseau nord exploité par MADARAIL. Lorsque celui-ci a repris le transport ferroviaire, des efforts ont été fournis sur la remise en état des

infrastructures dont l'une des plus importantes est la mise en place d'une nouvelle génération de traverses. Aujourd'hui, la société qui exploite le transport ferroviaire sur le réseau nord a concentré ses efforts sur l'entretien des infrastructures.

h. Infrastructures des chemins de fer

L'infrastructure signifie l'ensemble des œuvres et des équipements ferroviaires, destinés à la gestion et l'exploitation de l'activité ferroviaire.

Il comprend donc :

- L'infrastructure des voies ferroviaires (terrassements, ouvrages d'art, ouvrage de drainage et assainissement)

Le réseau Nord est composé de trois lignes de 673 kilomètres, de 300 ponts, 35 tunnels et 1892 courbes

Ligne	Kilomètres	Ponts	Tunnels	Courbes
Tananarive – Côte Est (TCE)	372 km	147	28	1 370
Moramanga – lac Alaotra (MLA)	142 km	109	0	334
Tananarive – Antsirabe	159 km	44	7	188
TOTAL	673 km	300	35	1 892

- Gares ouvertes :

Gares ouvertes	28
Construites	05
Existantes	23
Gares réhabilitées	24
Construites	01
Existantes	23
Voies renouvelées	195 km
TCE	146 km
MLA	32 km
TA	17 km
Voies réhabilitées	327 km
TCE	(toutes lignes confondues)
MLA	
TA	

Tableau 3 : infrastructures des chemins de fer

- Les bâtiments de toute nature directement ou indirectement affectés à l'exploitation ferroviaire :

La société MADARAIL possède 28 gares opérationnelles sur le réseau Nord : 20 sur la ligne TCE, 03 sur la ligne MLA et 05 sur la TA. Parmi elles, 05 furent construites récemment, et les 23 autres existaient déjà pour la plupart depuis la période coloniale. Ces dernières furent toutes détériorées, faute d'entretiens. Beaucoup d'entre elles ont été réhabilitées et ‘autres sont en cours de réhabilitation : 19 gares ont été réhabilitées sur la ligne TCE et 05 gares sur la ligne TA.

- Les installations et équipement de signalisation et de télécommunication ;
- Les installations des ateliers de maintenance et des machines outils ;
- Les autres biens, meubles, même associés aux biens immobiliers précités, ne font pas partie des infrastructures ferroviaires.

Chapitre 2 Généralité sur les moteurs Diesel

II.1. Historique du moteur diesel

Rodolphe Charles Chrétien Diesel est né à Paris, en 1858, où ses parents, petit commerçant allemands, s'étaient installés en 1850.

Le jeune Rodolphe aime la mécanique, partage son temps entre le démontage des pendules, les visites au conservatoire des Arts et Métiers et l'école.

En 1870, son père et sa mère, pour fuir la guerre, se réfugient en Angleterre et décident de l'envoyer chez un parent en Allemagne.

Peu fortuné, mais travailleur et sérieux, Diesel poursuit ses études à Augsbourg, puis à Munich. Il donne des leçons particulières de français et de mathématiques pour subvenir à ses besoins pécuniaires.

Après avoir conquis ses titres universitaires, il se spécialise dans les machines frigorifiques et travaille avec acharnement à « son moteur ».

Le « désir de réaliser le processus idéal de Carnot domine dès lors sa destinée ». Il prévoit que l'industrie et les transports réalisent des économies importantes avec des moteurs à haut rendement. Car à cette époque les machines à vapeur, encombrantes et couteuses, ont un rendement global dérisoire, de l'ordre de 10 %.

Après avoir renoncé à ses premières idées (charbon pulvérisé introduit dans le cylindre d'un moteur à deux temps au moyen de jet d'air comprimé), DIESEL prend en 1892 son premier brevet.

En 1893, Rodolphe Diesel fit paraître une brochure intitulée « théorie et pratique d'un moteur thermique destiné à remplacer les machines à vapeur et les moteurs thermiques connus aujourd'hui ». Il y décrivit un moteur de 100 chevaux, brûlant du charbon pulvérisé à une pression de 250kg/cm^2 correspondant à la température de combustion de 800°C . Son but était de réaliser une machine se rapprochant autant que possible du cycle idéal de Carnot.

Du temps de moteur diesel, on désignait par moteur thermique les machines et turbine à vapeur, le moteur à pétrole fonctionnant suivant le cycle de Beau de Rochas (ou Otto) qui ont de rendements faibles.

De nos jours, le moteur du type diesel est bien différent de celui de son inventeur. Il fonctionne avec un combustible liquide et à une pression 3 fois inférieure. Il est défini comme un moteur « à injection de combustible et à allumage par compression »

Réalisation

L'ingénieur thermicien allemand Rodolphe Diesel publie « *Théorie et construction du moteur thermique rationnel* », ouvrage dans lequel il décrit un cycle à pression constante pour un moteur à combustion interne. Il met au point ce moteur, à l'intérieur duquel on injecte directement le carburant dans de l'air préalablement comprimé où il s'enflamme grâce à la haute température produite par cette compression.

L'essai de moteur Diesel échoua par de problèmes d'ordre technique : difficulté d'étanchéité, échange de chaleur avec les parois de cylindre (insuccès d'une prolongation de la détente de gaz par l'emploi de très grands cylindres afin de ne pas refroidir les parois).

En 1895, Rodolphe DIESEL présenta pour la première fois son invention au public : un moteur à allumage par compression. Par rapport au moteur à explosion, qui avait déjà fait ses preuves, ce moteur présentait l'avantage de consommer moins de carburant. Il pouvait utiliser un combustible relativement meilleur marché et être conçu pour développer des puissances plus élevées.

En 1897, ce moteur conçu par Rodolphe DIESEL fonctionne en Allemagne. Il résulte de travaux théoriques destinés à améliorer le rendement thermodynamique. Ce moteur, qui a un rendement de 26,2 % (à rapporter aux 20 % du moteur à essence de l'époque), développe une puissance de 27 kW pour une cylindrée d'environ 20 litres.

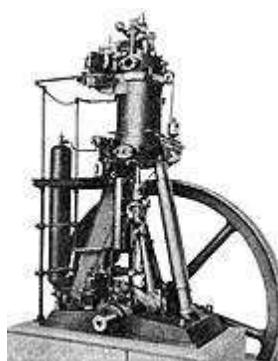


Fig. 1 : Le moteur Diesel de 1897

Plus la progression de diesel s'accentuait et plus les avantages du système se concrétisaient, plus les demandes pour un petit moteur à allumage spontané, à vitesse de rotation élevée, augmentaient.

Une alimentation en carburant appropriée constituait l'obstacle essentiel pour le moteur diesel à grande vitesse de rotation. Le procédé d'insufflation employé jusqu'à présent, qui consistait à envoyé de carburant dans la chambre de combustion en utilisant de l'air comprimé, ne permettait plus une augmentation de la vitesse de rotation.

En outre, cette « pompe à air » exigeait des moyens opérationnels importants, si bien qu'une réduction substantielle de l'encombrement et du poids s'avérait impossible ;

A la fin de 1922, Robert Bosch décida d'entreprendre le développement d'un système d'injection pour moteur diesel.

Les préalables techniques étaient favorables. On disposait déjà d'une bonne expérience dans le domaine des moteurs à explosion. Les techniques de fabrication s'étaient beaucoup améliorées. L'ensemble des connaissances résultant de la fabrication des pompes de lubrification pouvait être maintenant exploité.

Des le début de 1923, une douzaine de projets différents de pompes d'injection avaient été réalisés. A la mi-1923, les premiers essais furent effectués sur un moteur.

Le prototype définitif de la pompe d'injection fut achevé dans le courant de l'été 1925.

En 1927, les premières pompes d'injection fabriquées en série quittaient les usines. Cette pompe d'injection, mise au point par Bosch, permit enfin au moteur de Rodolphe Diesel d'atteindre des régimes élevés et lui donna essor d'une envergure impressionnante.

Les applications du moteur Diesel se multiplièrent surtout dans le domaine de l'automobile. L'évolution du diesel et de l'injection se poursuivit sans interruption.

La progression annuelle du pourcentage des voitures diesels concrétise, au bout de plusieurs décennies, les facultés d'adaptation et d'évolution d'invention de Rodolphe diesel. Presque tous les constructeurs européens d'automobiles proposent maintenant au moins une voiture diesel ou disposent déjà d'un concept de développement.

En 1973, la crise pétrolière favorise la généralisation des voitures à moteur Diesel.

En 1988, Fiat produit la première voiture de série équipée d'un moteur à injection directe

En 1998, premières applications de l'injection directe à rampe commune réalisée par Bosch sur des véhicules de série.

En 2000, plusieurs constructeurs européens produisent une version de leur véhicule de prestige équipé d'un moteur V8 Diesel à injection directe à rampe commune.

Grâce à d'importantes modifications et à de nombreux perfectionnements apportés par des ingénieurs et des mécaniciens, les caractéristiques des nouveaux moteurs s'éloignent chaque jour davantage de celles du moteur proposé par le génial inventeur.

II.2. Etude théorique du moteur Diesel

a. Organes constitutifs

Dans un moteur diesel, on distingue :

- Les organes moteurs
- Les organes de distributions
- Les organes d'injections

i. les organes moteurs

Les organes moteurs comprenant :

- Les organes fixes : bâti, culasse, carter inférieur enfermant
- Les organes mobiles : piston, bielle, vilebrequin

1. Bâti

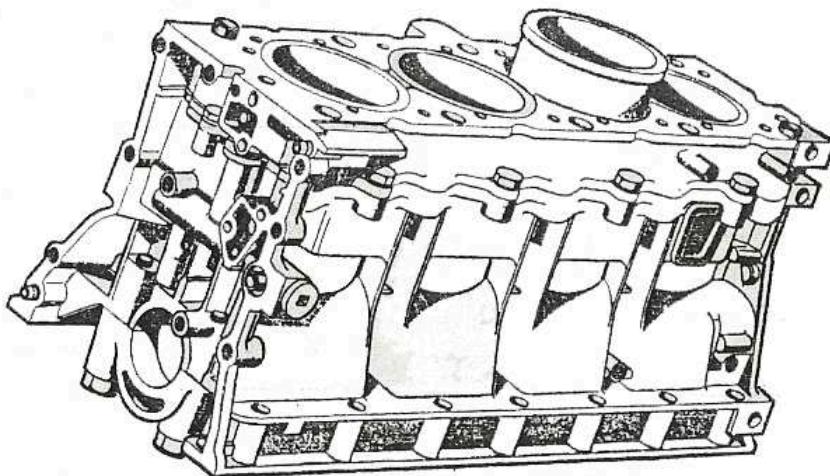


Fig.2 : *bâti moteur*

Rôles :

C'est un ensemble fortement nervuré qui joue des rôles complexe de :

- support de cylindre, de l'arbre moteur, de l'arbre à cames et des accessoires diverses ;
- protection des organes internes contre l'eau, la poussière et de toutes autres matières indésirables;
- liaison par ses pattes d'attache au châssis.

Forme :

Elle est définie par son rôle d'enveloppe et doit permettre la rotation du vilebrequin.

Le bâti peut être :

- monobloc : dans ce cas, les cylindres sont alésés dans la partie supérieure du bâti qui est alors d'une seule pièce ;

- en deux pièces comprenant :
 - o la plaque de base ou plaque de fondation, constituée par des éléments en tôle d'acier assemblés par soudure, avec des longerons formant les parois latérales. Les paliers de ligne d'arbre sont ajustés dans les cages du socle ou plaque de base.
 - o Le bloc cylindre est rapporté sur le socle et fixé par goujons et boulons sur ce bâti ou carter supérieur. Pourvu de large regards permettant d'accéder aisément aux organes intérieurs ; il constitue une véritable caissonnement.

Qualités :

En conséquence, le bâti doit :

- Protéger efficacement les divers organes internes de toute action extérieure ;
- Etre une pièce rigide, robuste, indéformable.

Mode d'obtention :

Les bâts sont généralement en fonte pour les petites et moyennes puissances. Pour les gros moteurs, ils peuvent être en acier moulé ou en fonte au nickel entretoisés ou non.

On fabrique aussi des bâts en tôle soudée présentant l'avantage d'un moindre poids.

2. Cylindre

On désigne sous ce terme, l'ensemble fixe constitué par le tube, chambre d'eau ou ailettes de refroidissement adjoignant le carter de distribution.

La partie dans laquelle se meut le piston s'appelle fût, si elle est venue de la fonderie avec le bloc. Si le tube est rapporté, on dit que le cylindre porte des chemises.

En principe, plusieurs cylindres sont accolés ensemble par construction. La pièce unique venant de fonderie se nomme « bloc-cylindres ».

Caractéristiques:

- o Cylindrée :

C'est le volume engendré dans le cylindre par le mouvement du piston entre le PMH et le PMB détermine la cylindrée. Elle s'exprime par la formule :

$$V = \frac{\pi D^2}{4} \times C$$

D : alésage du cylindre

C : course du piston

Si n est le nombre des cylindres, la cylindrée du moteur est :

$$V = \frac{\pi D^2}{4} \times C \times n$$

n : le nombre des cylindres

o Taux de compression :

C'est le rapport du volume intérieur total du cylindre ($V + v$) lorsque le piston est au P.M.B. au volume v subsistant entre le piston et la culasse lorsque le piston est au P.M.H., c'est-à-dire au volume de la chambre de combustion. Il s'exprime par la formule :

$$\rho = \frac{V + v}{v}$$

V : volume engendré par le déplacement du piston correspondant à la cylindrée.

v : volume de la chambre de combustion.

Rappelons que le taux de compression est un rapport de volume et n'a pas d'unité propre. Il a une valeur fixe pour un moteur donné.

Ne le confondons pas avec la pression de compression qui est fonction du remplissage du cylindre.

- Taux de remplissage :

On appelle taux de remplissage le rapport entre le volume de l'air ramené à la pression atmosphérique et le volume $V+v$ le contenant. Il est presque toujours inférieur à 1 pour un moteur ordinaire.

Il varie avec la dépression et la vitesse de rotation du moteur.

En principe; on conçoit l'opération d'admission réalisée par simple dépression imparfaite;

Du fait que l'air rencontre des résistances à son passage successif dans certains organes accessoires du moteur. Ces résistances attardent l'admission d'air dans le cylindre et à la fin de l'aspiration, l'air n'est même pas à la pression atmosphérique.

- Nombre de cylindres :

On multiplie Le nombre de cylindre pour les raisons suivants :

- mieux équilibrer le fonctionnement du moteur en répartissant les temps moteur sur les deux tours du cycle à 4 temps.
- accroître la puissance du moteur tout en réduisant l'importance du volant à calé sur le vilebrequin.

Forme :

La forme du cylindre ou du bloc-cylindres dépend en général de :

- du système de refroidissement employé ;
- du mode de regroupement des cylindres.

Dans les moteurs refroidis par air, les cylindres sont indépendants et fixé sur le carter moteur par des goujons et écrous. Ils sont munis d'ailettes venus de fonderie pour assurer un meilleur refroidissement (moteur diesel air)

Dans les moteurs refroidis par eau, tous les cylindres font partie du bloc, composé d'une seule pièce comprenant les parties cylindriques des cylindres et le carter supérieur.

En outre, des dispositions très variés sont conçues et le plus classiques, citons le moteur en ligne verticaux, en V, à plat ou horizontaux.

Le but poursuivi est d'une façon générale de diminuer l'encombrement d'avoir un meilleur équilibrage et de faciliter les opérations d'usinage, de préparation ou d'entretien

3. Carter supérieur (cache culbuteur)

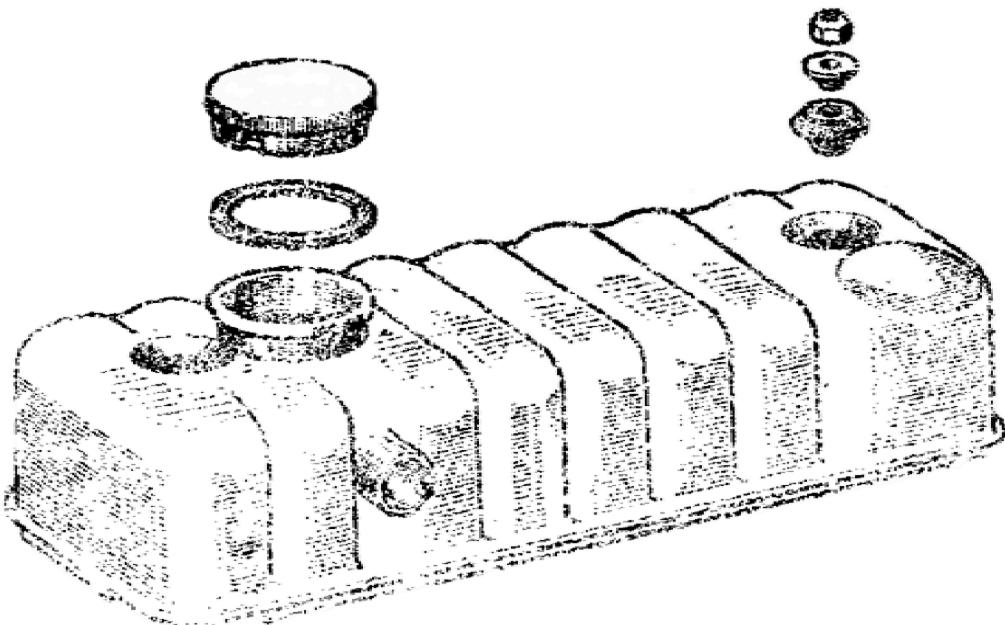


Fig. 3 : *carter supérieur*

Le carter supérieur sert de couvercle de protection aux organes internes du moteur contre la pénétration des poussières et de boue et constitue de réservoir pour l'huile de graissage.

L'étanchéité absolue entre les deux carters s'obtient à l'aide d'un joint en liège (parfois en papier indéchirable ou en caoutchouc synthétique et par serrage convenable des boulons et des vis de fixation).

Pour assurer un refroidissement maximal à l'huile échauffée par son passage dans le moteur, le carter doit être très léger et de capacité suffisante. C'est la raison majeure de l'emploi des carters en aluminium malgré le prix de revient élevé par rapport à celui des carters en tôle embouti.

Le carter comporte des cloisonnements en chicanes antiroulis intérieurs et des ailettes de refroidissement extérieurs.

Malgré la présence des segments sur les pistons, l'étanchéité entre ces derniers et les cylindres n'est jamais parfait et une faible partie des gaz contenus au-dessus du piston passe par le carter. Celui-ci étant étanche il se produit une surpression en son for intérieur.

Cette surpression doit entraîner des pertes d'huile par les sorties du vilebrequin.

Pour remédier cet inconvénient, on :

- D'une part ménager sur le côté du carter supérieur, ouverture appelée « reniflard »
En communication avec l'atmosphère, le reniflard comporte des chicanes pour empêcher les pertes d'huile. Parfois, le reniflard sert aussi d'orifice de remplissage d'huile sur certains moteurs.
- D'autre part monté sur les extrémités avant et arrière du vilebrequin des déflecteurs d'huile et des bagues anti-fuites.

4. Culasse

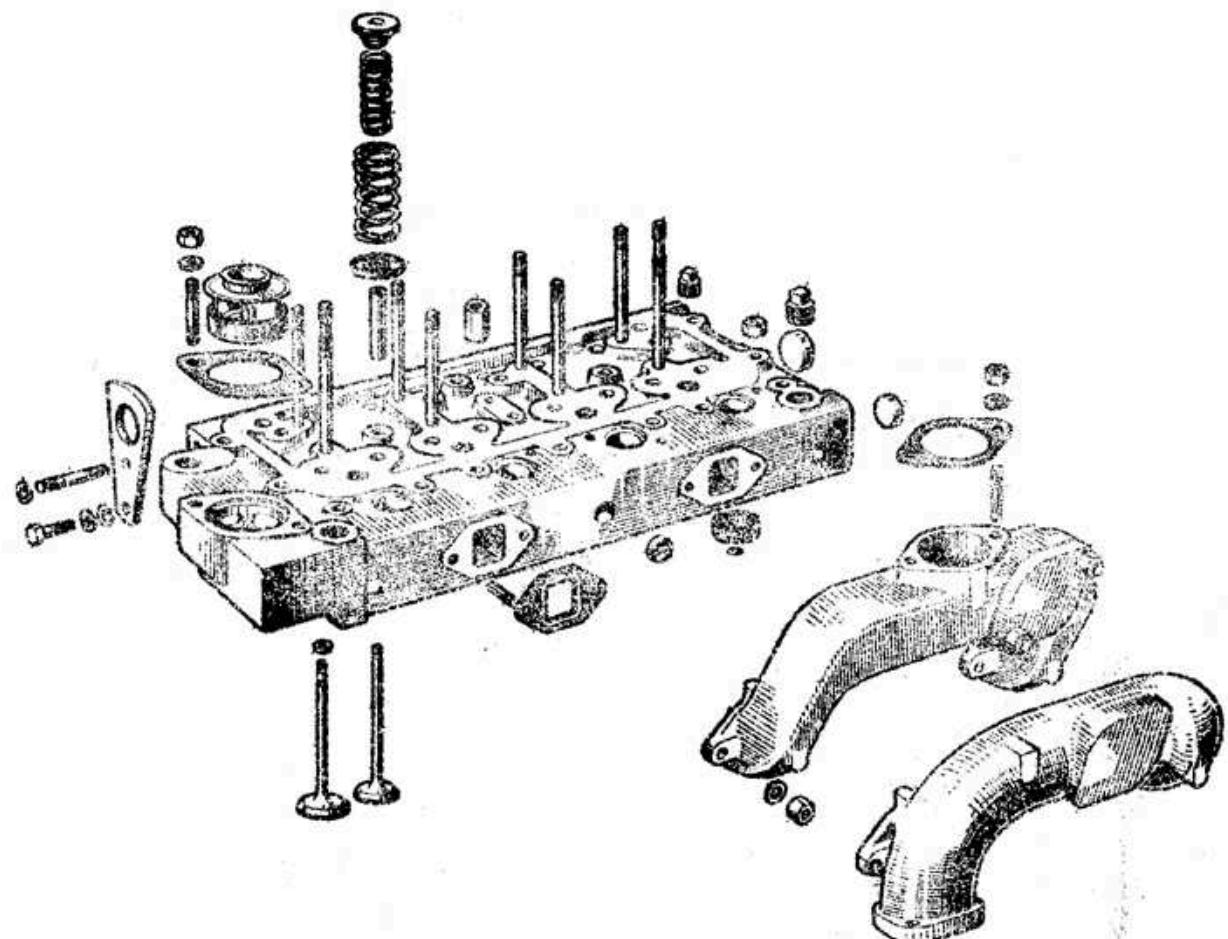


Fig. 4 : culasse

C'est une pièce de fonderie faisant fonction de couvercle au cylindre et devant comporter :

- Des logements pour les soupapes,
- Un support pour l'injecteur,
- Des cavités de communication d'eau de refroidissement,
- Un canal de décompression nécessaire au virage et relevé de pression du moteur,
- Des conduits d'entrée et de sortie de gaz

Parfois, des cloisonnements sont prévus pour les soupapes d'admission d'air de lancement et des cavités pour les préchambres et chambres de turbulence.

Forme :

La forme de la culasse est étudiée pour éviter les tensions de métal aux charges mécaniques et déterminée par un certain nombre d'impératifs; à savoir :

- la création de turbulence (chambre de combustion),
- le taux de compression,
- la disposition de soupapes et de l'injecteur,
- le système de refroidissement adopté.

Sur les gros moteurs, une culasse individuelle séparée se monte sur chaque cylindre ; mais elle peut être commune à 2, 3, 4, 6 cylindres pour les moteurs de moyenne et faibles puissances.

Constitution :

En général, la culasse est en fonte.

La cache culbuteur fermant la culasse peut être en tôle d'acier emboutie ou en alliage d'aluminium.

Une culasse comporte des trous de dessablage (de fonderie) obturés par des bouchons.

5. Vilebrequin

Rôle :

Le vilebrequin ou arbre-moteur constitue la pièce essentielle du moteur. Il a pour rôle de transformer par l'intermédiaire de la bielle, le mouvement alternatif rectiligne du piston en mouvement circulaire continu. Il sert de liaison aux organes de transmission.

La puissance développée par les gaz de combustion à l'intérieur des cylindres constitue la puissance indiquée (P_i) du moteur et la puissance disponible sur le vilebrequin s'appelle la puissance effective du moteur (P_e).

La puissance effective du moteur est inférieure à la puissance indiquée du fait des résistances dans le moteur (frottement, inertie, ...)

Le rapport : $\frac{P_e}{P_i}$ constitue le rendement mécanique du moteur. Il dépend des pertes par frottement dans le moteur et des pertes dues à l'entrainement des accessoires. Ordre de grandeur : 0,70 à 0,85.

Description :

Le vilebrequin comprend :

- Des tourillons supportés par les paliers du bâti ou carter supérieur,
- Des manetons sur lesquelles fixent les têtes de bielles et qui transmettent les efforts de bielles.
- Les bras de manivelles qui relient les tourillons et les manetons. A une extrémité du vilebrequin se trouve le dispositif de fixation du volant moteur. A l'autre bout se calent généralement l'engrenage de commande de distribution, la poulie d'entrainement des auxiliaires (pompe à eau, alternateur, ...) ainsi que l'amortisseur de vibration et la broche ou dent de loup qui permet de faire virer et mettre en marche le moteur.

Caractéristiques :

Etant soumis à des efforts très importants et tournant à des régimes variés, le vilebrequin doit présenter :

- Une grande rigidité : s'obtient par la forme des bras de manivelle et le profil extérieur du vilebrequin.
- Une grande résistance : nécessite l'emploi des aciers spéciaux pour la fabrication.

Ces deux conditions déterminent les dimensions des tourillons et les manetons.

- Un usinage de haute précision : un jeu excessif entraîne une usure rapide et des vibrations nuisibles.
- Une grande résistance à l'usure : les portées sont largement calculées pour réduire les charges unitaires et permettre les maintiens du film d'huile. Par ailleurs, les soies des tourillons et manetons subissent des traitements thermiques appropriés.
- Un encombrement réduit pour limiter la flexibilité et faciliter l'alignement.
- Un équilibrage soigné pour éviter les vibrations.

Constitution et mode d'obtention :

Le vilebrequin se fabrique :

- Par forgeage. La composition du métal varie avec la puissance souhaitée du moteur. On emploie en général, l'acier mi-dur au chrome ou au mangano-siliceux. L'arbre subit un traitement thermique après façonnage. Une trempe martensitique lui donne un maximum de dureté.
- Par moulage. Les métaux employés sont en fonte spécial comportant du chrome, du silicium, et du cuivre. Le traitement thermique comprend un recuit d'homogénéisation suivi d'une trempe et d'un revenu poussé.

Forme :

La forme du vilebrequin dépend de :

- Nombre de cylindre : il est en fonction de la puissance désirée.
- Nombre des paliers : pour le moteur diesel, il est en général, au nombre de cylindres + 1.
- L'équilibrage et la régularité cyclique c'est-à-dire du calage des manetons et de l'ordre de fonctionnement des cylindres.

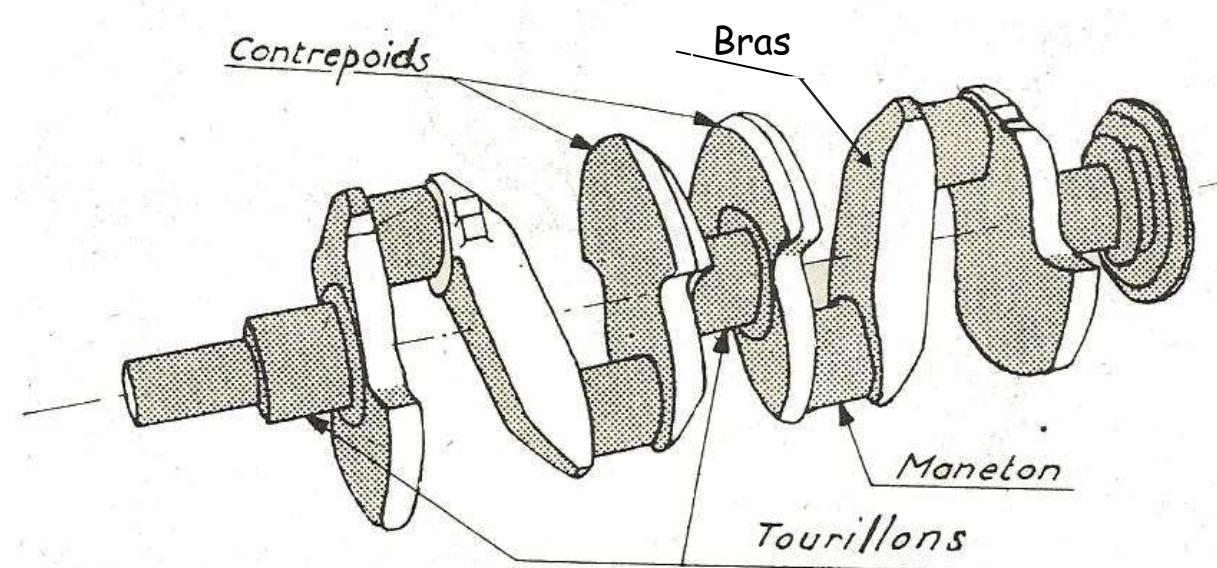


Fig. 5 : vilebrequin

6. Bielle

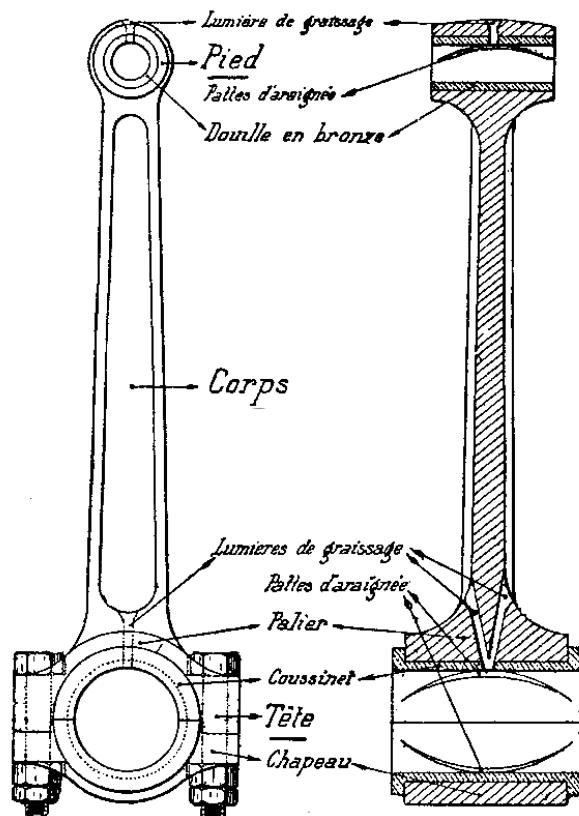


Fig. 6 : bielle

La bielle sert :

- de liaison entre piston et vilebrequin,
- à la transformation de mouvement alternatif du piston en mouvement circulaire continu du vilebrequin,
- à la transmission de l'effort reçue par le piston à la détente des gaz.

Sa forme est conçue de manière à concilier au mieux la légèreté et la résistance au effort de compression d'extasions et de flexion.

La bielle se compose de 3 parties :

➤ Le pied de bielle :

C'est l'épanouissement alésé du corps de bielle dans lequel une bague en bronze phosphoreux ou un roulement à aiguille est emmanché avec serrage. Il s'articule sur l'axe du piston.

Si la bielle oscille sur l'axe, le pied de bielle est souvent percé sa partie supérieure d'un orifice en d'entonnoir qui reçoit l'huile tombant d'une nervure du piston.

Entre le pied de bielle et les bossages du piston doit exister un jeu pour compenser :

- le défaut d'alignement entre le cylindre et le maneton, autrement la bielle viendrait presser le piston sur le cylindre.
- les déplacements de vilebrequin au cours de l'embrayage ou à la secousse de freinage brusque.

➤ Le corps :

Pour point de convergence de tout les efforts qui sollicitent la bielle, le corps peut être circulaire, plein, évidé. La résistance de la bielle, étant calculée principalement la compression, suffit pour supporter l'autre sollicitation (traction, force d'inertie).

On allège le corps dans la mesure où cette opération est compatible avec la résistance à la rupture et au flambage.

Pour permettre le graissage de l'axe de piston, le corps de bielle est foré. Il est réalisé un principe, avec section décroissante depuis la tête jusqu'au pied de bielle.

➤ La tête de bielle :

C'est la partie qui tourillonne sur le maneton du vilebrequin. Elle est faite en deux parties : l'une solidaire du corps fait office de palier, l'autre de chapeau pour permettre le montage sur le vilebrequin.

Elle est assemblée par des boulons ajustés. Le plan de joint se fait droit ou incliné et guidé par un ergot de centrage ou taillé en dent de scie.

La tête de bielle lisse s'articule sur le maneton par l'intermédiaire de coussinets. Les coussinets sont des pièces indépendantes en bronze ou en acier en forme de demi-coquille circulaire, garnie dans la partie intérieur d'une anti friction.

➤ But de l'antifriction :

Le but de l'antifriction est d'éviter le grippage des coussinets sur les portées du vilebrequin. C'est un alliage, appelé aussi régule, obtenue par une combinaison variable de métaux dont le point de fusion est relativement bas, tels que le plomb, l'étain, le zinc.

➤ Bielle de moteur en V :

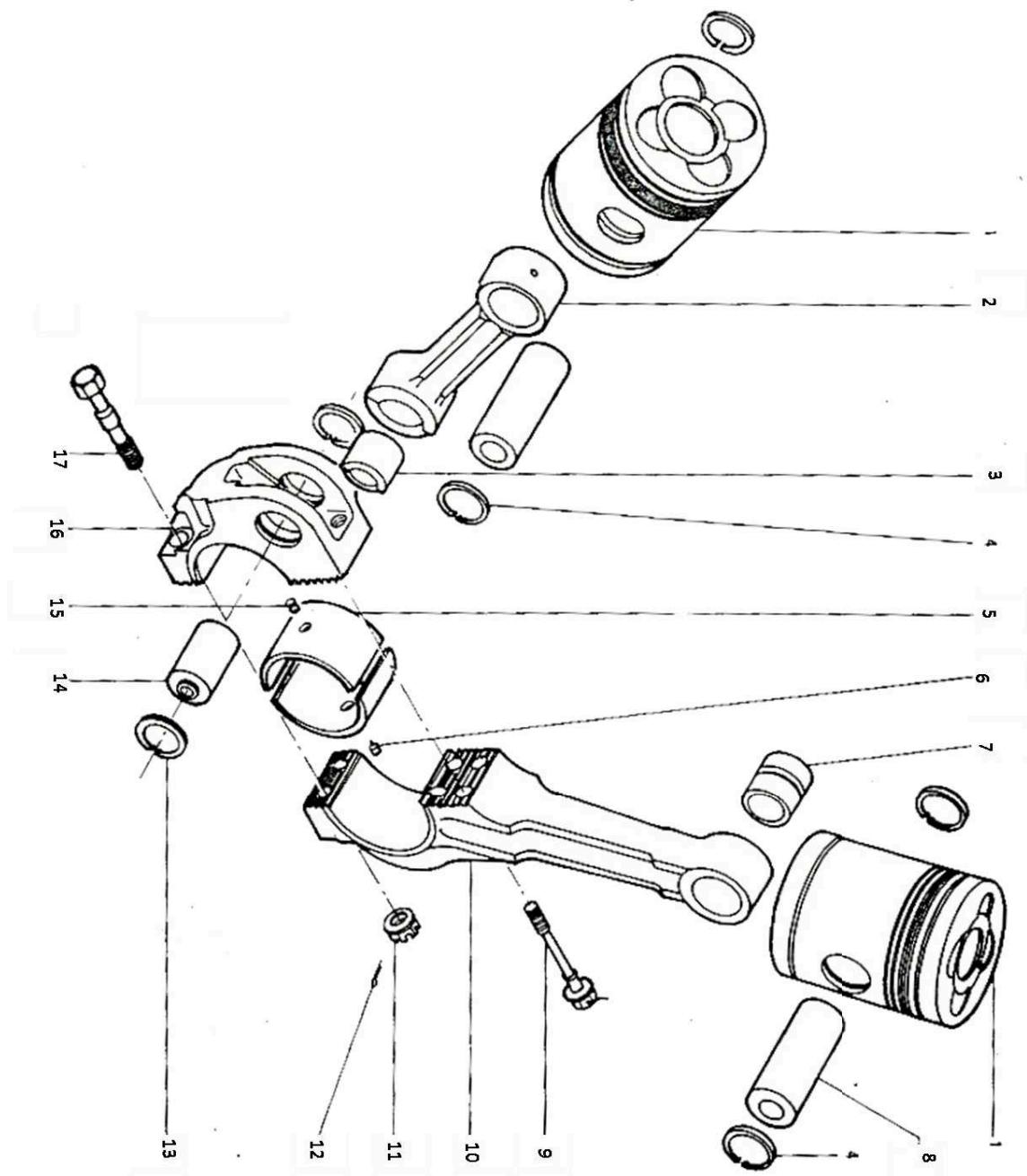


Fig. 7 : bielle du moteur en V

REP	QUANTITE	DESIGNATION
1	2	Piston A – B
2	1	Biellette 4 vis comprenant : ➤ Eprouvette carrée ➤ Eprouvette rond
3	1	Douille tête biellette
4	4	Circlips
5	1	Coussinet bielle
6	1	Ergot arrêt coussinet
7	1	Douille pied Bielle
8	2	Axe piston
9	4	Vis de bielle
10	1	Bielle 4 vis comprenant : ➤ Eprouvette carrée ➤ Eprouvette rond
11	2	Ecrou boulon
12	2	Goupille V 3,2 X 32
13	2	Circlips
14	1	Axe tête biellette
15	1	Ergot arrêt coussinet
16	1	Chapeau
17	2	Boulon bielle

Dans ce type de moteur, le montage des bielles de deux cylindres opposés s'effectue sur le maneton. Les têtes de bielle sont disposées sur le maneton soit :

- L'une placé à coté de l'autre,
- L'une encastrée à fourche sur l'autre.

Dans ces deux premières dispositions, les courses des deux bielles sont identiques.

- L'une sur l'autre : la bielle est dite « maîtresse » s'articule sur le maneton qui porte une patte sur laquelle se monte une bielle plus courte appelée « biellette ».

A. Cinématique du système bielle manivelle (SBM)

A1. Généralité

L'énergie calorifique développe à l'intérieur du cylindre de contrainte mécanique à l'intérieur au niveau des pièces

C'est ainsi qu'il fallait mener des calculs en résistance au niveau de ces pièces afin qu'elle possède de la qualité exigés par la bonne performance du moteur à s'avoir la fiabilité,

l'endurance, la rigidité, la souplesse et la longévité. Tout fois, il faut commencer la procédure par des analyses cinématique et dynamique en la matière plus particulièrement au niveau de l'étalage mobile qui est le plus sollicité.

Ce volet commence par l'aperçue cinématique déterminant la nature du mouvement du système_bieille_manivelle tout en supposant que la loi du mouvement de la manivelle (vilebrequin) est à priori.

A2. Hypothèse

On note que ω : vitesse angulaire du vilebrequin et durant les calculs, $\omega = \text{constante}$

Par conséquent, on donnera au début à ω une valeur plus importante que celle envisagée pour le calcul en effectuant le coefficient de sécurité des pièces.

En générale, on prévoit 2 différents types de schéma du système bielle manivelle :

SBM axé

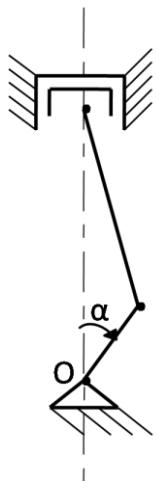


Fig.8 : SBM axé

SBM désaxé

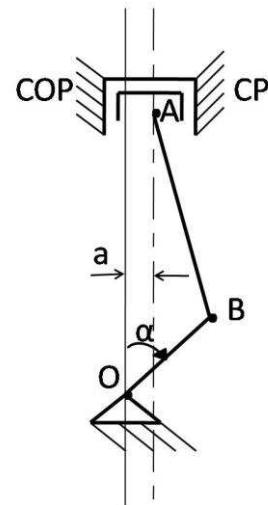


Fig.9 : SBM désaxé

L'axe du cylindre est décalé de a par rapport au vilebrequin situé du côté où se trouve le maneton pendant la détente. Son rôle est de réduire l'usure du cylindre provoqué par les segments

$$|\overline{OB}| = R$$

$$a < \frac{R}{4}$$

R : rayon de la manivelle

- C'est le dispositif de bâti que diffèrent en ligne ou en V

SBM disposé en V (SBM axé)

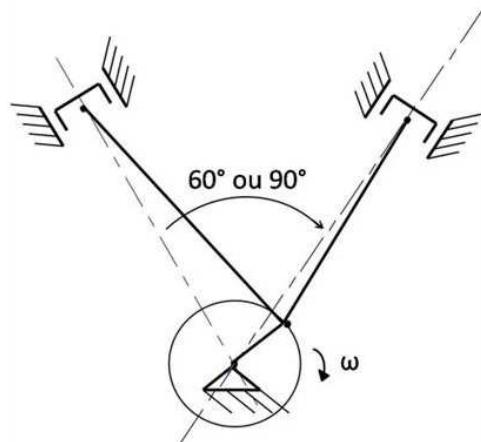


Fig.10 : SBM disposé en V

Le bras de la manivelle (maneton) reçoit les bielles des deux cylindres situé dans le même plan transversale en formant entre elle un angle = 60° ou 90°

A1. Dimension linéaire et angulaire

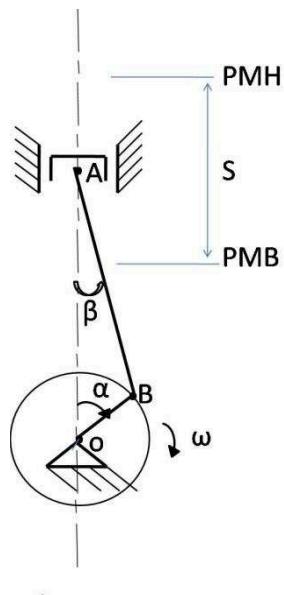


Fig.11 : dimension linéaire et angulaire

α est l'angle de rotation instantanée de la manivelle. Il est Composé à partir de l'axe du cylindre.

$\alpha = 0$ quand la position est au P.M.H.

$\alpha = \pi$ quand la position est au P.M.B.

β est l'angle que fait la bielle avec l'axe du cylindre.

$$\beta > 0 \Leftrightarrow \alpha \in [0 ; \pi]$$

$$\beta < 0 \Leftrightarrow \alpha \in [\frac{\pi}{2} ;]$$

$$\omega = \frac{d\alpha}{dt} = \dot{\alpha} = \frac{\pi N}{30} \quad [\text{rd}]$$

N : [tr /min]

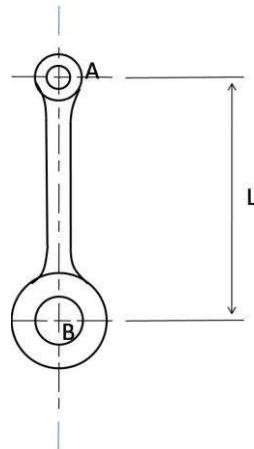
R = OB rayon de la manivelle

L = AB (longueur de la bielle)

S = 2 R course totale du piston

$$\lambda = \frac{R}{L} \text{ (coefficient d'emballage)}$$

$$\lambda = 0,25 < \lambda < 0,33$$



B. Cinématique de la bielle

B1. Trajectoire de la bielle

Entraîner par le mouvement rotatif de la manivelle, la bielle est obligée à suivre un mouvement complexe qui n'est autre que la résultante des mouvements rectiligne alternatif du piston et du mouvement rotatif du pied de bielle autour de l'axe du piston. On alors la relation cinématique fondamentale suivant obtenue à l'intérieur de triangle \overline{OAB}

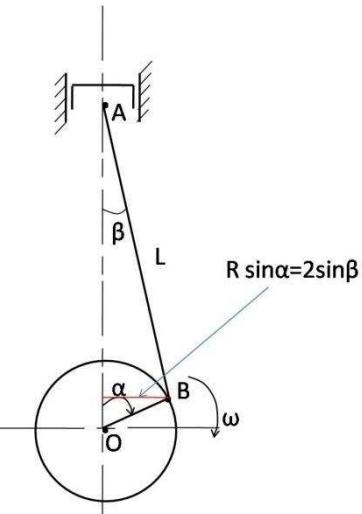


Fig. 12 : trajectoire de la bielle

$L \sin \beta = R \sin \alpha$ (relation cinématique fondamentale en système bielle manivelle)

$$\rightarrow \sin \beta = \frac{R}{L} \sin \alpha$$

$$\rightarrow \beta = \arcsin (\lambda \sin \alpha)$$

Déplacement angulaire de la bielle par rapport à l'axe du cylindre :

$\alpha = \frac{\pi}{2}$ et $\alpha = \frac{3\pi}{2}$: l'inclinaison est maximal

$$\left\{ \begin{array}{l} \beta_{\max} = + \arcsin \lambda \\ \beta_{\min} = - \arcsin \lambda \end{array} \right.$$

Ce qui donne le sens de mouvement pendulaire

B2. Vitesse de la bielle

La dérivation par rapport au temps de la fonction β permet d'obtenir la vitesse angulaire de la bielle tel que

$$\omega_b = \frac{d\beta}{dt} = \frac{d\beta}{d\alpha} + \frac{d\alpha}{dt} = \omega \frac{d\beta}{d\alpha} \quad (1)$$

Or $\sin \beta = \lambda \sin \alpha$

$$\cos \beta d\beta = \lambda \cos \alpha d\alpha$$

$$\frac{d\beta}{d\alpha} = \frac{\lambda \cos \alpha}{\cos \beta} \quad (2)$$

D'après l'équation (1) et (2), on a :

$$\omega_b = \lambda \omega \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} = \frac{\lambda \omega \cos \alpha}{\sqrt{1 - \sin^2 \beta}}$$

$$\lambda < 1 \text{ et } \lambda^2 = 0$$

Alors $\omega_b = \lambda \omega \cos \alpha$

$\alpha = \frac{\pi}{2}$ ou $\alpha = \frac{3\pi}{2}$, on a $\omega_b = 0$ c'est-à-dire qu'il existe une oscillation autour du point A et la rotation de la bielle change de sens. Ainsi le mouvement pendulaire est confirmé.

Quand $\alpha = 0$ ou $\alpha = \pi$, on obtient les valeurs extrémum. $\omega_{ext} = \pm \omega_\lambda$

B3 Accélération de la bielle

Elle s'obtient de même en dérivant la vitesse ω_b par rapport au temps. Par abus de notation, on identifie à Γ_b

$$\Gamma_b = \frac{d\omega_b}{dt} = \frac{d\omega_b}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = \omega \frac{d\omega_b}{d\alpha}$$

$$\Gamma_b = -\lambda \omega^2 \sin \alpha$$

Pour $\alpha = \frac{\pi}{2}$ et $\alpha = \frac{3\pi}{2}$, on a $\Gamma_{ext} = \pm \omega^2 \lambda$

Pour $\alpha = 0$ et $\alpha = \pi$, on a $\Gamma_b = 0$

Autre littérature : $\Gamma_b = \frac{\omega^2 \lambda (1 - \lambda^2)}{(1 - \lambda \sin \alpha)^{3/2}} \sin \alpha$

Si λ^2 tend vers 0, alors $\lambda^2 \sin \alpha$ tend vers 0 car $\lambda < 1$

$$|\lambda_b| = \omega^2 \lambda \sin \alpha$$

Remarque :

Le mouvement de la manivelle est supposé connue priori, c'est-à-dire que tout les points appartenant à la manivelle est animée par la même vitesse constante en suivant la même trajectoire circulaire.

C. Dynamique du système bielle manivelle

- Sommaire

Au cours de son fonctionnement, les pièces du système bielle manivelle du moteur thermique sont sollicitées par des multiples efforts :

- Effort de gaz
- Les forces d'inerties engendrées par les masses en mouvement (force d'inertie relative)
- Les forces de frottements au niveau des pièces en contact
- Les forces protagonistes au niveau du vilebrequin qui sont considérés comme la hauteur principale des contraintes de flexion et de torsion.

- Effort de gaz

Les efforts de gaz au dessus du piston est défini par la relation : $P_g = (p_g - p_0) A_p$

P_g : efforts de gaz au dessus du piston

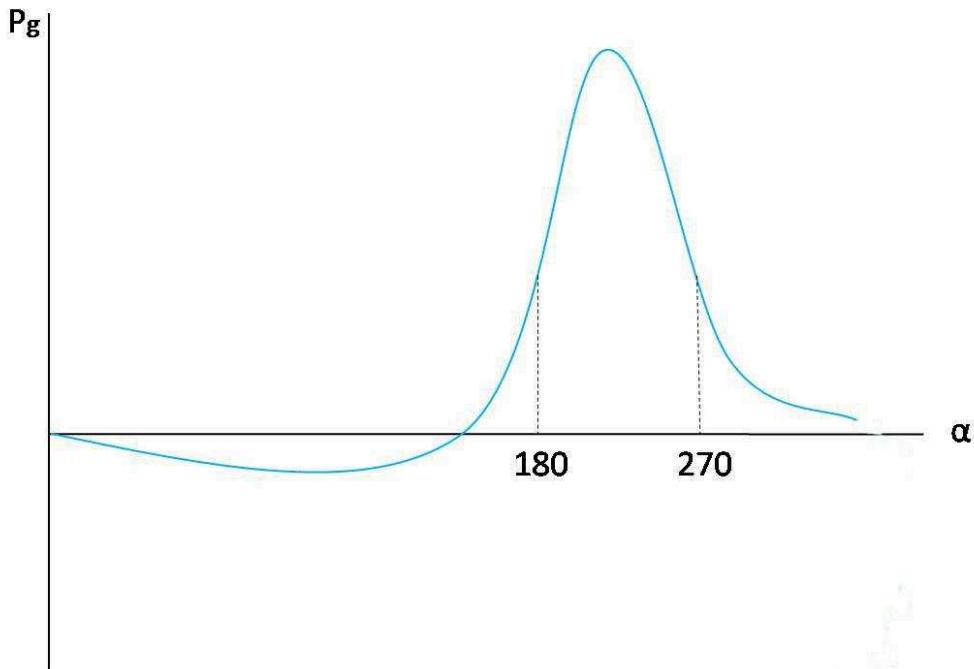
p_g : pression de gaz dans le cylindre

p_0 : pression au dessous du piston (pression dans le carter)

$p_0 = 0,1 \text{ MPa} = P_{at}$ pour les moteurs à quatre temps

A_p : section du piston (transversale)

Suivant le diagramme du cycle, l'effort des gaz prend des valeurs très variables dont l'évaluation peut se faire à partir des fonctions $P_g = f(S)$ ou $P_g = g(\alpha)$



Courbe 1 : effort de gaz

L'effort de gaz est supposé appliqué à l'axe du piston, il est compté positif lorsqu'il est dirigé vers la manivelle et négatif dans le sens inverse (ce cas est seulement possible lorsque $P_g < P_0$).

Au voisinage du P.M.H., P_g est considéré maximal.

- Masse des pièces du groupe mobile

Pour déterminer les forces d'inertie engendrée par les pièces en mouvement du système bielle manivelle, il est indispensable de savoir à priori leur masse respective ($F = m\Gamma$). Par conséquent, pour faciliter la résolution, on procède par une méthode qui consiste à remplacer les masses réel par un système dynamique équivalent. Ces masses seront réparties au point où l'accélération ont été définies, c'est-à-dire, sur l'axe du piston et celui du maneton ainsi qu'au centre de gravité de la bielle.

➤ Système dynamique équivalent du piston

Il s'agit ici de regrouper tout les pièces qui sont entraînées dans le mouvement rectiligne alternatif du piston : elles sont : le piston, les segments et l'axe du piston.

Leur masse sera remplacée définitivement par une masse équivalente notée (m_p) et appliquée au milieu du long de l'axe du piston tel qu'on a :

$$m_p = m_{\text{seg}} + m_{\text{pis}} + m_{\text{a.p}}$$

Avec :

m_{seg} : masse du segment

m_{pis} : masse du piston nue

$m_{\text{a.p}}$: masse de l'axe du piston

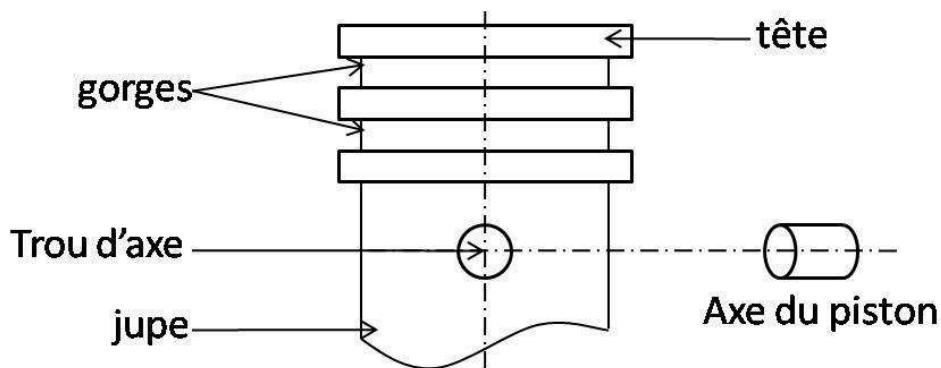


Fig. 13 : système dynamique équivalent du piston

➤ Système dynamique équivalent de la manivelle

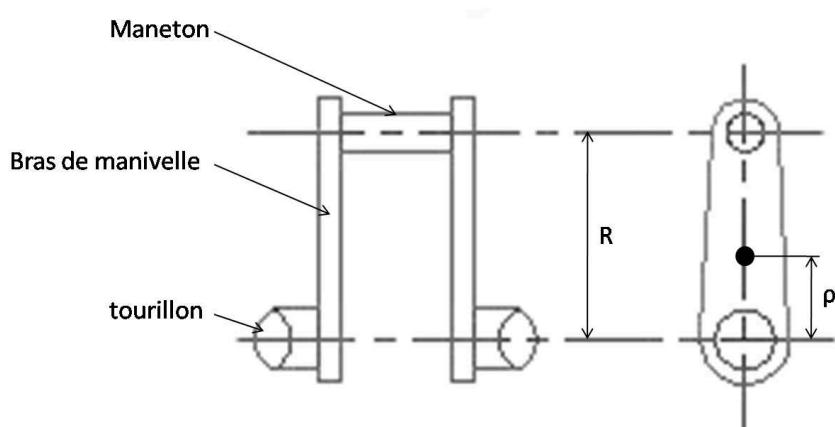


Fig. 14 : système dynamique équivalent de la manivelle

Il s'agit de regrouper tout les pièces qui accomplissent un mouvement rotatif autour de l'axe du vilebrequin. Elles sont : les deux bras de la manivelle et le maneton. Si m_m désigne la masse du maneton et m_{br} celle du bras, on a m_k la masse du système dynamique équivalent de la manivelle.

Pour trouver sa grandeur, on établit le schéma qui correspond à la modélisation du coude tout en respectant l'équation d'équilibre du système en rotation :

$$m_{br} \rho \omega^2 = (m_{br})_R \omega^2 R$$

$$(m_{br})_R = \frac{\rho}{R} m_{br}$$

ρ : centre de gravité du bras

➤ Système équivalent à la bielle

En raison de la complexité, on va considérée une hypothèse formulant que la masse de la bielle serait répartit en trois point différent à savoir :

- L'axe du piston, point d'application de m_A : masse de partie de la bielle animée d'un mouvement rectiligne
- Le centre de la bielle, point d'application de m_G : masse du corps de bielle concentré au point G
- L'axe du maneton, point d'application de m_B : masse de la partie de bielle animé d'un mouvement rotatif.

La figure ainsi présenté donne illustration de ces paramètres

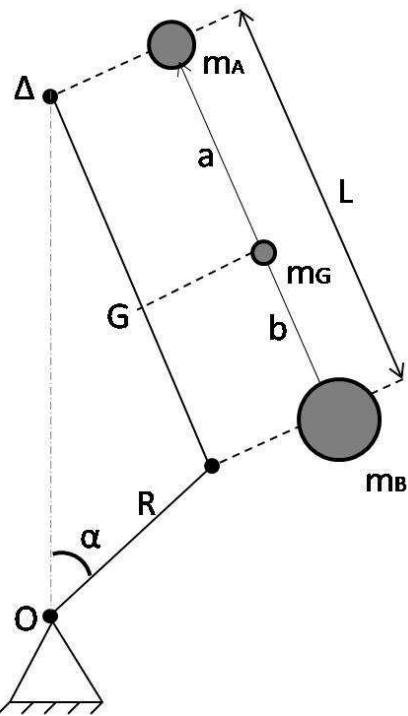


Fig. 15 : Système dynamique équivalent de la bielle

Pour l'équivalence, si m_{bi} est la masse totale de la bielle, l'équation suivant doit être satisfait

$$M_{bi} = m_A + m_B + m_G$$

Or l'expérience montre que m_G est très petit devant m_A et m_B donc on peut la négliger.

$$M_{bi} \approx m_A + m_B$$

La rotation autour du point G donne

$$m_A = \frac{L-a}{L} m_{bi} \quad m_B = \frac{L-b}{L} m_{bi} = \frac{a}{L} m_{bi}$$

$$m_A = 0,2 \div 0,3 m_{bi} \quad m_B = 0,7 \div 0,8 m_{bi}$$

Par conséquence, si on considère le système bielle manivelle entier, il en découle qu'on pourra obtenir deux masses équivalence obtenue par modélisation au niveau de la bielle, m_j et m_r

$$m_j = m_p + m_A \quad m_j = \text{masse d'inertie alternative}$$

$$m_r = m_k + m_B \quad m_r = \text{masse d'inertie rotative}$$

• Force d'inertie du système bielle manivelle

Le système bielle manivelle sollicité par les forces d'inertie suivant :

- Force d'inertie engendrée par les pièces animées d'un mouvement rectiligne alternatif « p_j » (force d'inertie alternative)
- Force d'inertie engendrée par les pièces animées d'un mouvement rotative appelé « k_r » (force d'inertie rotative)

- **Force p_j**

Selon la propriété de Newton, $p_j = -m_j v_p$

$$P_j = -m_j R\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$

$$P_j = -m_j R\omega^2 \cos \alpha - m_j R\omega^2 \lambda \cos 2\alpha$$

$$P_j = P_{jI} + P_{jII}$$

$$P_{jI} = -m_j R\omega^2 \cos \alpha \quad \text{force d'inertie alternative du 1er ordre}$$

$$P_{jII} = -m_j R\omega^2 \lambda \cos 2\alpha \quad \text{force d'inertie alternative du 2nd ordre}$$

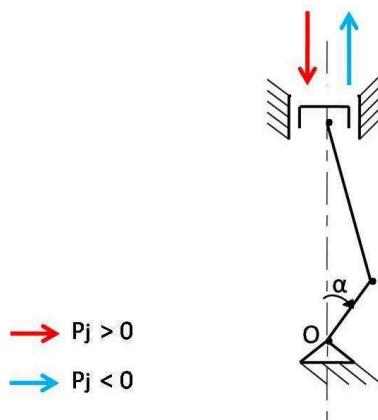


Fig. 16 : Force d'inertie du SBM

P_j change de sens quand v_p est nul mais cela ne veut pas dire que le mouvement change aussi de sens.

D'une manière analogue à celle de l'accélération, les valeurs extrémale de P_j s'obtient lors du passage P.M.H. et P.M.B. tel que

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{j\max} = m_j R \omega^2 (1+\lambda) \text{ P.M.H.} \\ P_{j\min} = m_j R \omega^2 (\lambda - 1) \text{ P.M.B.} \end{array} \right.$$

- o **Force d'inertie rotative K_r**

Pour un système bielle manivelle, la force d'inertie rotative sollicitant la manivelle est égale à la grandeur $K_r = -m_r R \omega^2$

Le signe « - » indique que le sens de K_r est opposé à celui de l'accélération centripète. Elle suit la direction de R également avec une grandeur constante ω constante, selon l'hypothèse donnée :

En tenant compte de l'égalité $m_r = m_K + m_B$

$$K_r = -(m_K + m_B) R \omega^2$$

$$K_r = -m_K R \omega^2 - m_B R \omega^2$$

$$K_r = K_{rK} - K_{rB}$$

K_{rK} : force d'inertie de la manivelle

K_{rB} : force d'inertie d'emballage

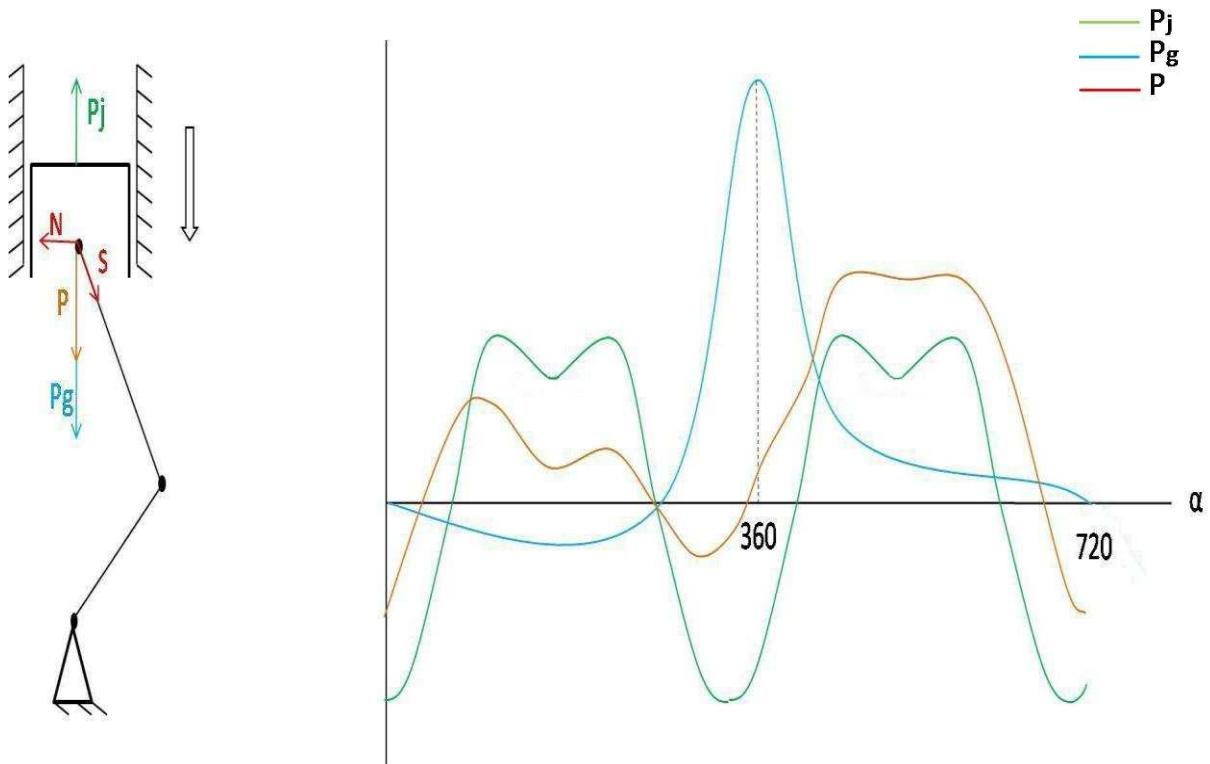
- Force résistance du système bielle manivelle

- Effort de pression

L'effort de pression est appelé également force résultant alternatif parce qu'elle s'obtienne par la somme algébrique des efforts des gaz et des forces d'inertie alternative

$$\overline{P} = \overline{P}_g + \overline{P}_j$$

P : effort de pression



Courbe 2 : effort de pression

Pour la transmission de l'effort vers les autres composants du système bielle manivelle, on décompose P suivant deux axes qui sont

- L'axe suivant le corps de bielle noté S
- L'axe perpendiculaire à l'axe du cylindre qui porte la composante N

Ces deux axes ont été choisis pour la commodité du calcul ;

La configuration du système donne les grandeurs suivant en fonction de P

$$\begin{cases} N = P \tan \beta \\ S = P / \cos \beta \end{cases}$$

➤ Force résultante rotative

Comme la bielle est rigide et indéformable, ainsi l'effort S glisse jusqu'au niveau du maneton, là où il est décomposable de nouveau suivant deux axes perpendiculaire dont l'un est l'axe suivant le bras de la manivelle et l'autre l'axe immédiatement perpendiculaire à ce dernier. Ces deux axes dirigent respectivement les forces K et T . selon la configuration du système. Ils sont de grandeur :

$$K = S \cos (\alpha + \beta) = P \frac{\cos(\alpha+\beta)}{\cos\beta}$$

$$T = S \sin (\alpha + \beta) = P \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\beta}$$

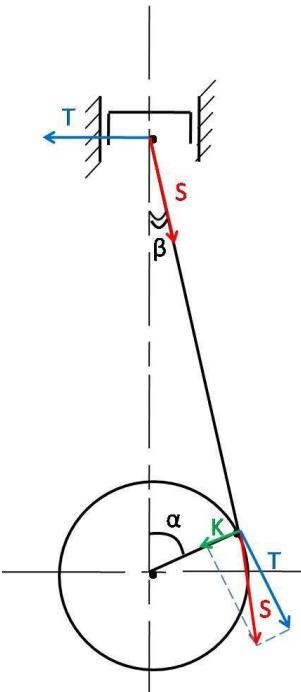


Fig. 17: Force résultants rotative

➤ Couple moteur

L'analyse de la figure précédente nous conduit au résultat suivant:

L'effort K comprime et allonge la manivelle c'est-à-dire qu'il ne contribue pas au développement du mouvement rotatif.

Par contre, l'effort T entraîne la manivelle à tourner autour du point O (axe du tourillon) ainsi un couple est engendré à cette effet :

$$c_m = TR = K = PR \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\beta} = PR \sin \alpha + \tan \beta \cos \alpha$$

c_m : couple moteur

Or β est petite en radian d'où $\sin \beta \sim \beta \sim \tan \beta$

Selon la relation cinématique fondamentale,

$$L \sin \beta = R \sin \alpha \quad \sin \beta = \frac{R}{L} \sin \alpha = \lambda \sin \alpha \quad \text{avec } (\lambda = \frac{R}{L})$$

$$C_m = PR (\sin \alpha + \lambda \sin \alpha \cos \alpha)$$

$$C_m = PR \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right)$$

➤ Couple résistant

L'effort N provoque un contact permanent du piston avec l'axe du cylindre. En effet, il engendre un mouvement allant dans le sens inverse de la rotation de la manivelle tel que le couple ainsi développé est appelé d'une manière abusive « couple de renversement » :

$$C_r = N \cdot \overline{OA}$$

$$C_r = - C_m$$

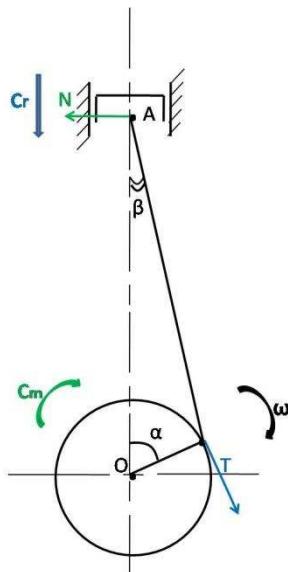


Fig. 18 : Couple résistant

Résumé :

Les forces et moments résultant sollicitant les pièces du SBM sont les suivants :

P, N, S, T, C_m.

Selon leur sens d'orientation, ils peuvent prendre alternativement des valeurs positives ou négatives selon le schéma.

7. Piston et segment

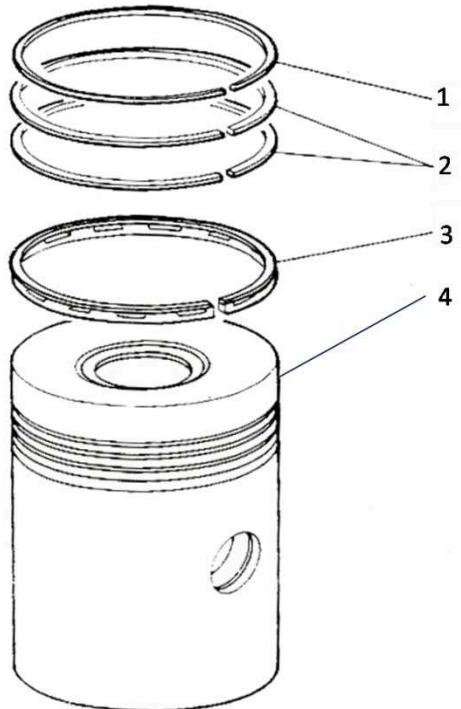


Fig. 19 : *piston et segments*

REP	QUANTITE	DESIGNATION
1	1	Segment coup de feu
2	2	Segment étanchéité conique
3	1	Segment racleur expandeur
4	1	Piston

Les pistons sont des organes qui se meuvent dans les cylindres ; ils reçoivent l'effort de l'explosion et le transmettent au vilebrequin par l'intermédiaire de la bielle. Leur mouvement étant alternatif, leur inertie, donc leur poids, doit être aussi réduite que possible, c'est pourquoi ils sont généralement en alliage d'aluminium (les pistons en fonte employé dans les premiers moteurs à régime très lent ont disparu). Leur forme est cylindrique et allongée pour éviter leur coincement dans le cylindre, car ils reçoivent directement la réaction de la bielle. Leur fond est bombé ou concave. Sur la périphérie sont creusées des cannelures dans lesquelles se logent des segments pour assurer l'étanchéité.

Les segments sont des couronnes en fonte, parfois en acier à forte teneur de carbone, parfois chromées, sectionnées pour permettre leur engagement dans les gorges des pistons et leur donner une certaine élasticité.

➤ Segmentation :

- 1er. Segment coup de feu : c'est un segment chromé et qui résiste les hautes températures. En moyenne, le jeu de coupe est de 0,5 mm.
- 2e. Segment d'étanchéité : il assure la compression. En moyenne, le jeu de coupe est de 0,3 mm.
- 3e. Segment racleur d'huile : il assure le graissage entre chemise et piston. En moyenne, le jeu de coupe est de 0,15 mm.

En bas, des pistons sont également ménagés des rainures qui permettent à l'huile de graissage d'étendre sur toute la surface du cylindre. Des nervures intérieures augmentent la résistance du fond et servent au refroidissement ; on voit aussi des pistons à fond massif ; à recevoir le tourillon ou axe de pied de bielle (terme normalisé : axe de piston).

Cinématique du piston

➤ Déplacement du piston

Le déplacement du piston dans le cycle est défini par l'équation

$$S_p = R [(1 - \cos \alpha) + \frac{\alpha}{4} (1 - \cos 2\alpha)]$$

Avec : $\lambda = \frac{R}{L} \frac{R}{L}$

Pour la représentation graphique de cette équation, on procèdera à la transformation par décomposition :

$$S_p = S_I + S_{II}$$

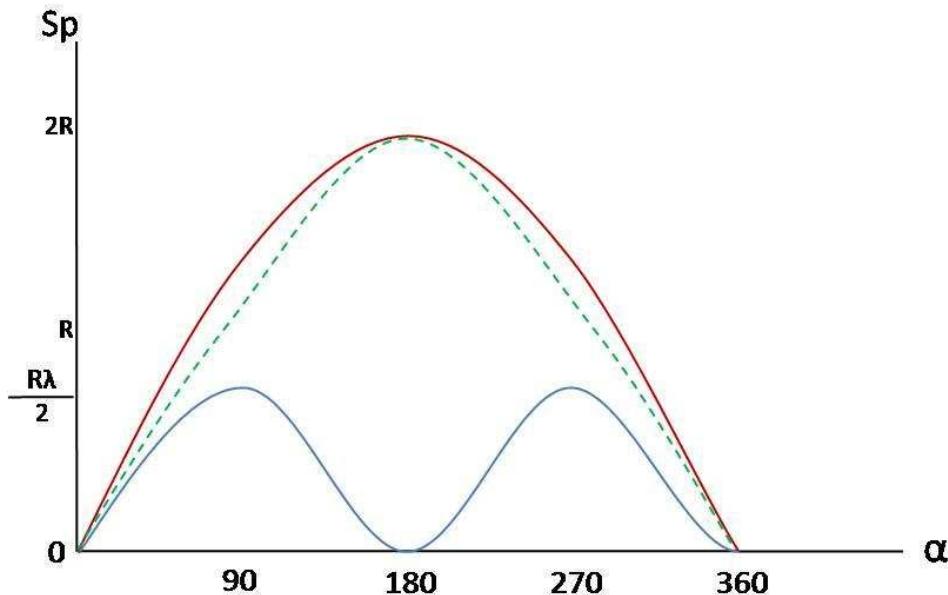
Où $S_I = R (1 - \cos \alpha)$

$$S_{II} = \frac{R\alpha}{4} (1 - \cos 2\alpha)$$

La représentation graphique sera obtenue par la somme harmonique des 2 courbes S_I et S_{II} . Tout en considérant les valeurs particulières suivantes:

$$\begin{cases} S_I = 0 \Rightarrow \alpha = 0 \text{ et } \alpha = 2\pi \\ S_{I\max} = 2R \Rightarrow \alpha = \pi \end{cases}$$

$$\begin{cases} S_{II} = 0 \Rightarrow \alpha = \pi \text{ et } \alpha = 0 \\ S_{II\max} = 2 \frac{RR}{2} \Rightarrow \alpha = \frac{\pi\pi}{2} \end{cases}$$



Courbe 3 : cinématique du piston

— S_I

— S_{II}

— S_p

$$\alpha = 0 \Rightarrow S_p = 0 \quad (\text{P.M.H.})$$

$$\alpha = \pi \Rightarrow S_p = 2R \quad (\text{P.M.B.})$$

$$\alpha = \frac{\pi\pi}{2} \Rightarrow S_p = R \left(1 + \frac{\lambda\lambda}{2}\right) > R$$

Pour la valeur $\alpha = \frac{\pi}{2}$ on a $S_p = R \left(1 + \frac{\lambda\lambda}{2}\right)$ est supérieur à R, ce qui traduit les inégalités de parcours du piston quand la manivelle est dans la 1^{ère} et 2^{ème} quadrant. C'est l'influence du paramètre λ qui favorise les inégalités de la vitesse du piston dans chaque quadrant considéré

$$(\lambda = \frac{R}{L}).$$

Si R est assez grand, on aura une détente et une admission assez prolongé, par conséquent on recueille une couple élevée et un remplissage amélioré.

➤ Vitesse du piston

Son équation est obtenue à partir d'une dérivation par rapport au temps de l'équation du déplacement :

$$V_P = \frac{dS_p}{dT} = \frac{d}{d\alpha} [(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha)] \frac{d\alpha}{dt}$$

$$V_P = \frac{dS_p}{dT} = R (\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha) \frac{d\alpha}{dt}$$

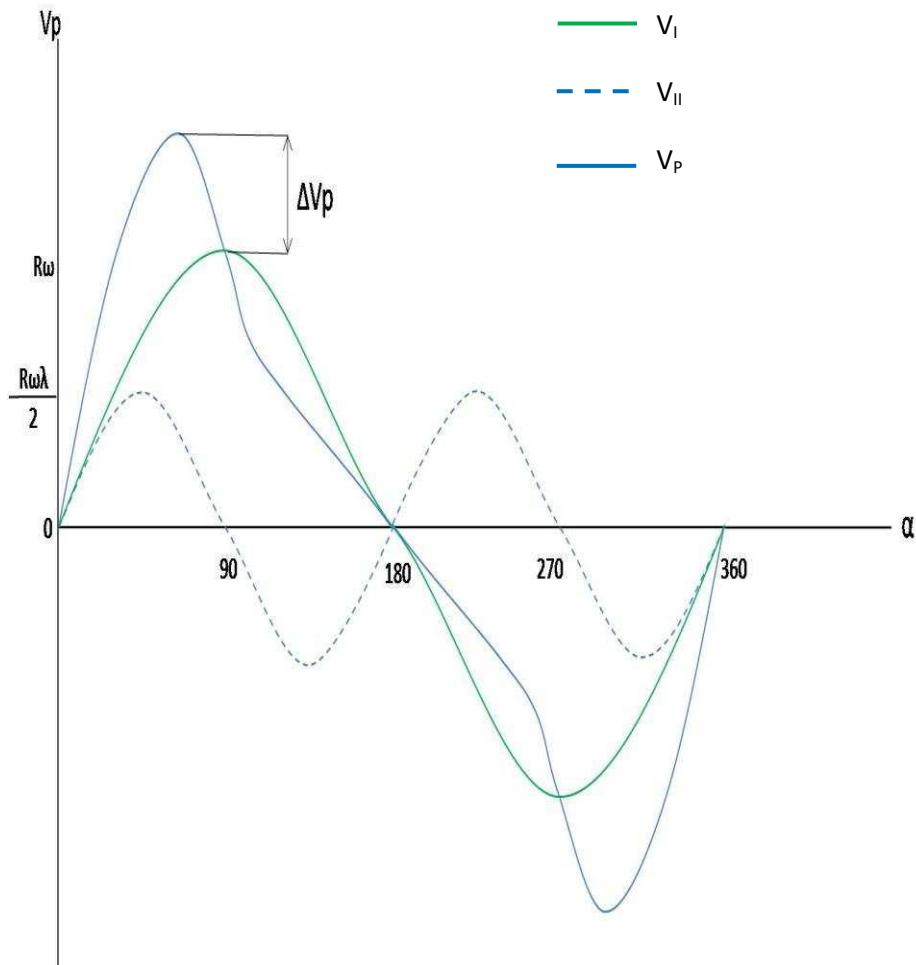
$$V_P = \frac{dS_p}{dT} = R \omega (\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha)$$

Soit $V_P = V_I + V_{II}$

tel que :

$$V_I = R \omega \sin \alpha \quad (\text{vitesse de 1^{er} ordre})$$

$$V_{II} = R \frac{\omega \lambda}{2} \sin 2\alpha \quad (\text{vitesse de 2^{ème} ordre})$$



Courbe 4 : vitesse du piston

Dans le graphe, on remarque le changement de sens du piston qui se traduit par une annulation de la vitesse correspondant au passage au P.M.H. et au P.M.B. ($\alpha = 0$ et $\alpha = \pi$). La vitesse maximale est atteint seulement quand la dérivé $\frac{dV_p}{dt} = 0$. Elle est obtenue dans la zone du 1^{er} quadrant où le piston se trouve du côté P.M.H., c'est la proportionnalité de la quantité ΔV_p par rapport λ qui en est la cause.

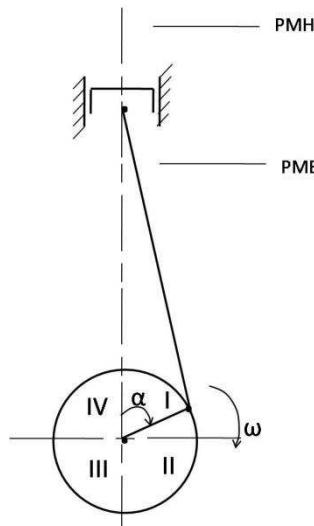
Pour quelque valeur particulière de λ , on pourrait avoir les vitesses suivant :

$$\lambda = 0 \Rightarrow V_{\max} = R \omega \quad (\text{bielle infiniment longue, moteur lent})$$

$$\lambda = \frac{1}{4} \Rightarrow V_{\max} = 1,03 R \omega$$

$$\lambda = \frac{1}{3,5} \Rightarrow V_{\max} = 1,04 R \omega$$

$$\lambda = \frac{1}{3} \Rightarrow V_{\max} = 1,05 R \omega \quad (\text{bielle court, moteur rapide})$$



➤ Accélération du piston

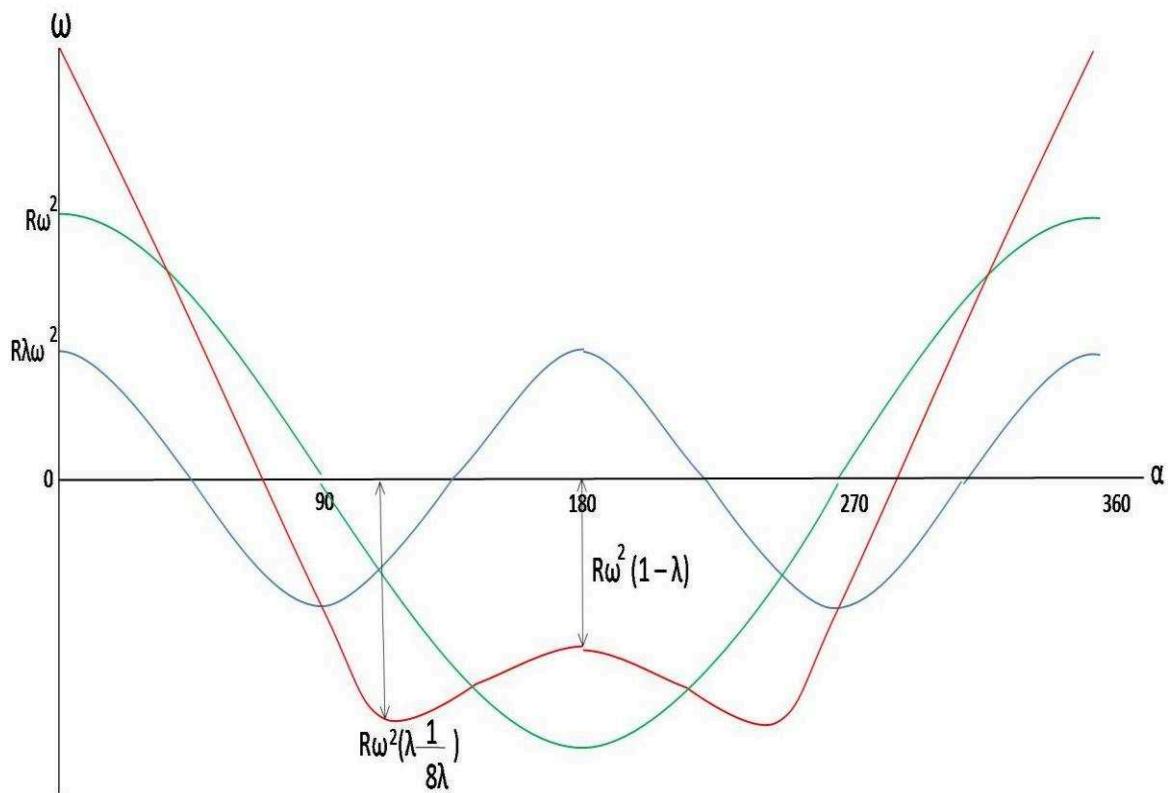
Son expression s'obtient également par la dérivation de la vitesse du piston par rapport au temps. Elles expriment comme suit :

$$\tau_p = \frac{dV_p}{dt} = \frac{dV_p}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = R \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$

$$\Rightarrow \tau_p = \tau_I + \tau_{II}$$

$$\tau_I = R \omega^2 \cos \alpha \quad (\text{accélération de 1^{er} ordre})$$

$$\tau_{II} = R \omega^2 \lambda \cos \alpha \quad (\text{accélération de 2^{ème} ordre})$$



Courbe 5 : accélération du piston

— Γ_I

— Γ_{II}

— Γ_P

$$\frac{d\gamma_{pp}}{dt} = 0 \Leftrightarrow -R\omega^2 (\sin \alpha + 2\lambda \sin 2\alpha) = 0$$

$$\sin \alpha + 2\lambda \sin 2\alpha = \sin 4\alpha \sin \alpha \cos \alpha$$

$$\sin \alpha + 2\lambda \sin 2\alpha = \sin \alpha (1 + 4\lambda \cos \alpha) = 0$$

$$\frac{d\gamma_{pp}}{dt} = 0 \Leftrightarrow \sin \alpha = 0 \text{ ou } 1 + 4\lambda \cos \alpha = 0$$

- $\sin \alpha = 0 \quad \begin{cases} \alpha = 0 \Rightarrow \gamma = R\omega^2 (1+\lambda) & (\text{P.M.H.}) \\ \alpha = \pi \Rightarrow \gamma = -R\omega^2 (1-\lambda) & (\text{P.M.B.}) \end{cases}$

- $1 + 4\lambda \cos \alpha = 0$

Possible si $\lambda \geq \frac{1}{4}$ car $\lambda \leq 1/4$ et $|\cos \alpha| > 1$

D'autre part

il existe $\alpha' = \arccos(-\frac{1}{4\lambda})$ minimum négatif

tel qu'on a $\alpha = R\omega^2(\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha')$

pour $\alpha' = -R\omega^2(\lambda + \frac{1}{8\lambda})$ minimum négatif

de même $\Gamma_{p(\alpha'+\pi)} = -R\omega^2(\lambda + \frac{1}{8\lambda})$ 2^{ème} minimum négatif

La différence entre les deux extrema négatifs donne :

$$\Delta\Gamma_p = |\Gamma_\pi - \Gamma_{\alpha'}| = R\omega^2\left(\frac{4\lambda-1}{8\lambda}\right)$$

$$\Delta\Gamma_p = 0 \Rightarrow R\omega^2\left(\frac{4\lambda-1}{8\lambda}\right) = 0 \Rightarrow \lambda = \frac{1}{4}$$

C'est une condition à satisfaire pour résoudre le problème de vibration (décélération vibrante)

ii. Les organes de distribution

Rôles :

Les organes de distribution a pour rôles de :

- Admettre en temps opportune de l'air dans le cylindre
- Assurer l'évacuation des gaz brûlés

Constitution :

Les principaux organes de distribution sont les soupapes et leur dispositif de commande sont : arbre à cames entraîné par le vilebrequin (entrainement par engrenage), poussoirs verticaux (guidés dans le bâti), culbuteurs articulés (en contact avec les soupapes).

1. Arbre à cames

L'arbre à cames est destiné à faire mouvoir les soupapes. Il est en acier et comporte généralement trois portées reposant dans les paliers du carter.

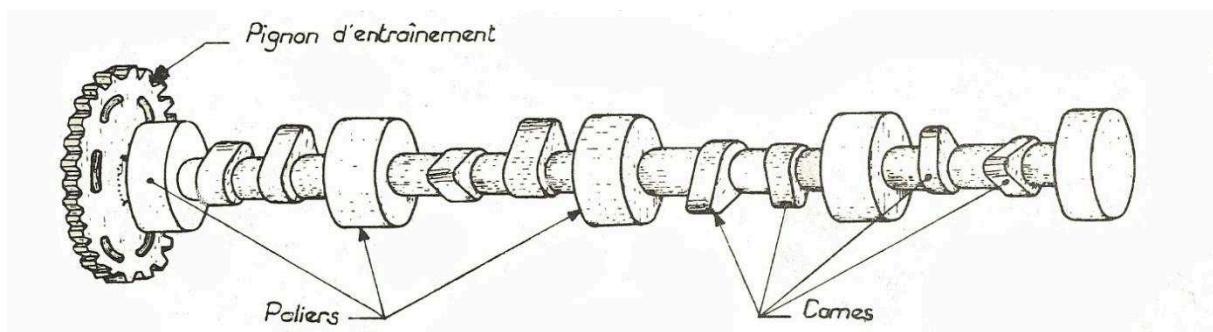


Fig.20 : Arbre à came

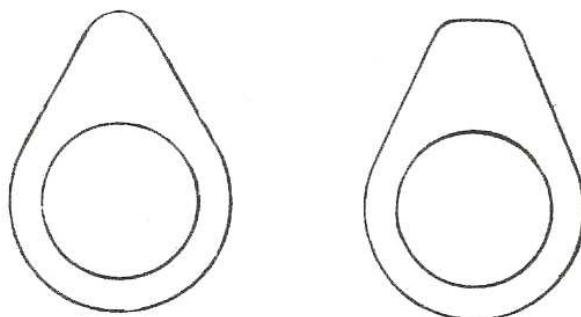
Les cames sont des sortes de bossages pris dans la masse du métal. Les portées et les cames sont cémentées et trempées.

Dans les moteurs à soupapes symétriques, il y a deux arbres à cames, un pour la commande des soupapes d'aspiration, l'autre pour la commande des soupapes d'échappement.

Dans les moteurs à soupapes latérales, l'arbre à cames est unique ; il comporte autant de cames qu'il y a de soupapes.

L'étude du fonctionnement des moteurs montre que les soupapes ne s'ouvrent qu'une fois pour deux tours du vilebrequin ; l'arbre à cames tourne deux fois moins vite que ce dernier, et c'est pourquoi son engrenage est deux fois plus grand que le pignon d'attaque claveté sur le vilebrequin.

Les soupapes d'aspiration restent moins longtemps ouvertes que celle d'échappement, les cames d'admission sont par suite moins larges que celles des échappements.



Les cames commandent les soupapes par l'intermédiaire des pousoirs.

2. Les pousoirs

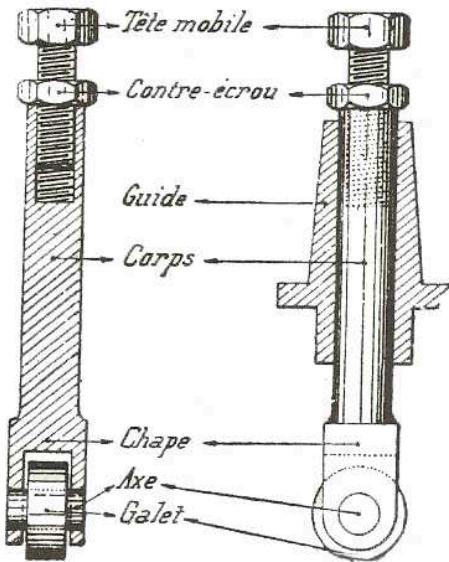


Fig. 21 : poussoir

Les pousoirs servent d'intermédiaires entre les cames et les soupapes. Ils poussent les soupapes de bas en haut.

Un poussoir à galet se compose de trois parties :

- Le galet, qui roule sur la came ;
- Le corps, qui est cylindrique et guidé dans le poussoir ;
- La tête, qui se visse dans le corps.

Le galet est encastré dans une chape et tourne sur un axe fixé à celle-ci ; au lieu du frottement sur les cames, il y a roulement, ce qui diminue l'usure et rend le mouvement plus doux. Cependant, sur beaucoup de moteurs, le galet n'existe pas : c'est le corps du poussoir lui-même qui frotte sur la came, son extrémité est arrondie et cémentée, ou se termine par un petit plateau sous lequel frotte la came. Souvent, la base est usinée de telle sorte que le poussoir tourne autour de son axe pendant le fonctionnement.

La tête permet de régler le jeu nécessaire entre le poussoir et la soupape, un jeu de 15 à 40/100 de millimètre pour la dilatation des tiges des soupapes et d'assurer une fermeture franche. Un contre écrou permet de fixer la tête après le réglage.

3. Soupapes

Les soupapes ont pour but d'établir ou d'interrompre la communication de l'intérieur du cylindre avec le carburateur ou avec l'air libre. Elles sont en acier au nickel, métal très

résistant, peu sensible à la trempe et à l'oxydation. Elles se composent en deux parties : le clapet ou champignon et la tige ou queue.

Le clapet ou tête de soupape est tourné de forme tronconique, comme le siège sur lequel elle appuie, la tige possède un alésage sur sa queue dans lequel s'engagent les coupelles permettant de maintenir les ressorts (ils sont généralement au nombre de deux).

Les soupapes jouent dans des guides de soupapes dont le montage est réalisé à la presse. Les sièges sont montés serrés dans la culasse.

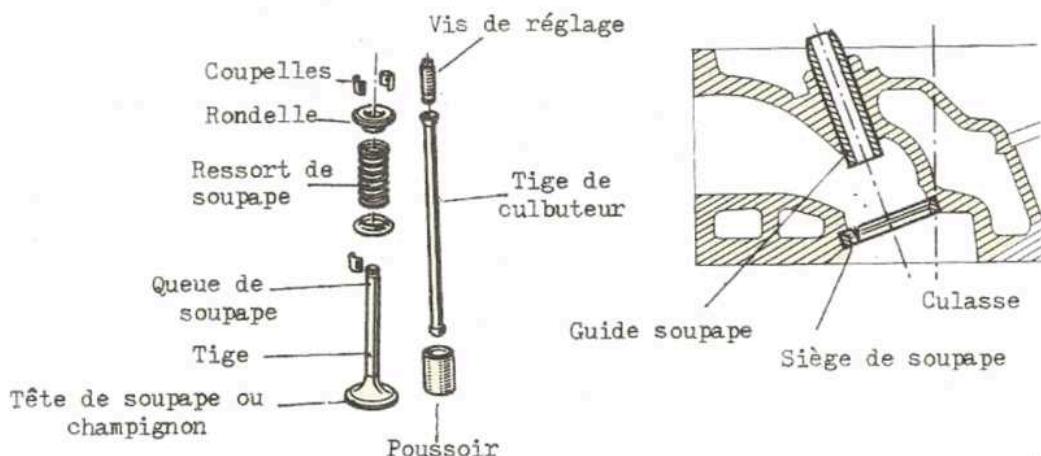


Fig. 22 : Soupape

iii. Les organes d'injection

Rôle :

Les organes d'injections ont pour rôle d'introduire le combustible dans le cylindre au moment voulu.

Constitution :

Les organes d'injections comprennent essentiellement :

- la pompe d'injection,
- la tuyauterie de refoulement
- les injecteurs.

Le moteur comporte en outre, des organes accessoires indispensables à sa bonne tenue de fonctionnement :

- le dispositif du graissage qui assure la lubrification des pièces soumises à d'importants frottements ;
- le système de refroidissement destiné à limiter la température des parties chaudes dues à la combustion des gaz.
- Le dispositif de lancement permettant le démarrage du moteur ;
- Les appareils de sécurité et de protection.

b. Classification du moteur diesel

La classification du moteur diesel est basée sur trois éléments fondamentaux :

- la forme de la chambre de combustion,
- l'allumage (spontané ou par préchauffage)
- le processus de la combustion (turbulence de l'air ou tourbillonnement des molécules de gaz).

Par convention, les principaux types de moteurs à huile lourde actuellement utilisés se divisent en cinq catégories, établies d'après la disposition de la chambre de combustion :

- le moteur à injection directe,
- le moteur à chambre d'allumage ou à préchambre de précombustion,
- le moteur à chambre de turbulence,
- moteur à chambre de réserve d'air ou à chambre d'accumulation
- Moteur à injection haute pression à rampe commune

i. Moteur à injection directe

Construction :

D'une simple construction, la chambre de combustion est constituée par l'espace très restreint au-dessus du piston et le fond de la culasse ou disposé dans le piston lui-même. Elle a une forme parfaitement régulière, sans organe ni cavité accessoire. L'inflammation est assurée uniquement par l'air fortement comprimé. La culasse est en général sans turbulence. On y utilise des injecteurs à trous multiples.

Fonctionnement

Le combustible projeté directement contre le piston, dont le fond peut présenter la forme d'une cuvette plate ou arrondie ou avec cavité toroïdale, s'enflamme spontanément au contact de l'air fortement chauffé par compression. Cet auto-allumage oblige la réduction du combustible en particules aussi fines que possibles. Sous cette forme, le combustible se vaporise instantanément.

Le jet doit être dirigé de façon à venir très près de la tête du piston mais sans le toucher et de manière à entraîner l'air par le brouillard de carburant partiellement brûlé amenant toutes les molécules en contact avec l'oxygène de l'air.

Particularités :

L'injecteur débouche directement dans la chambre de combustion et possède plusieurs orifices calibrés.

Le combustible devant être pulvérisé jusqu'à la limite compatible avec la pénétration nécessite une pression d'injection élevée de l'ordre de 200 à 500 bars.

Le taux de compression varie de 17/1 à 20/1 et plus. On note une consommation spécifique faible.

Les jets sont dirigés sous un angle tel que le combustible viendra en contact avec un volume d'air maximal sans heurter les parois plus froides

Le fond du piston comporte par conséquent un sommet légèrement conique qui se trouve au centre de l'angle de pulvérisation de l'injecteur.

Le rebord circulaire du fond du piston qui vient presque en contact avec la culasse diminue le risque d'écoulement du gasoil sur les parois du cylindre.

ii. Moteur à chambre d'allumage ou à chambre de précombustion

Dans cette catégorie se trouve la plus grande variété de réalisation au point de vie de la forme et de la disposition de la chambre.

Construction :

Dans la culasse est aménagée une petite chambre appelée « préchambre » comportant un ou plusieurs orifices qui débouchent dans la chambre de combustion. L'injection du combustible s'effectue obligatoirement dans cette chambre d'allumage. Son volume représente en général le tiers (1/3) de la totalité de la chambre de combustion.

Ne pouvant fonctionner sans le concours d'un agent extérieur déterminant l'allumage au lancement du moteur, à cause de la température insuffisante de l'air, ce type de moteur est pourvu d'un système de réchauffeur ou préchauffage.

Processus de la combustion :

Au démarrage, on actionne d'abord le système de préchauffage. Le combustible est injecté dans la préchambre. L'inflammation affecte d'abord une faible quantité de carburant pulvérisé du fait de l'insuffisance de l'air pour brûler toute la charge. Mais la combustion d'une fraction cette charge provoque à la fois.

- Une augmentation de température qui favorise la valorisation (vaporisation) du reste de combustible.
- une élévation de pression qui fait refouler ce reste dans le cylindre à travers les orifices ou grille.

Ce phénomène contribue donc à deux faits remarquables :

- l'élévation de température provoque la gazéification des molécules de combustible non brûlés et leur peroxydation. La vapeur formée tend à occuper tout l'espace libre, passe avec une grande vitesse par les orifices en entraînant avec elle ce qui n'aurait pu être pulvérisé.
- Ainsi, une vive turbulence anime les molécules assurant une diffusion complète du liquide injecté et un parfait brassage avec l'air, condition favorable à une bonne combustion.

La combustion se termine dans la chambre de combustion proprement dite.

Particularité :

L'injecteur du type à téton, à un seul orifice relativement grand se place sur la culasse et dans une cavité non refroidie dans la préchambre.

La précision d'injection est beaucoup plus faible : 60 à 150 bars et le taux de compression variable entre 12/1 à 15/1.

Le taux de compression ne permettant de porter l'air ambiant à la température suffisante d'auto-allumage lorsque la culasse est froide, le démarrage du moteur s'opère généralement à l'aide de réchauffeur.

La combustion comporte deux phases distinctes :

- L'inflammation a lieu dans la préchambre à volume constant et à pression variable,
- La seconde phase a lieu dans le cylindre à volume variable et à pression constante.

iii. Moteur à chambre de turbulence

Ce dispositif est une variante au précédent : la chambre de turbulence représente la totalité du volume mort.

Construction :

Le moteur comporte simplement une canote en deux éléments logée soit dans la culasse, soit accolé latéralement la cylindre, dans laquelle débouche l'injection. La calotte et le cylindre communiquent par un orifice de large section de forme tronconique. Les formes de jet et de chambre sont étudié de façon à s'adapter parfaitement l'un à l'autre. La soupape est parfois munie d'un déflecteur pour imprimer à l'air lors de son admission un mouvement tourbillonnaire.

Fonctionnement :

L'agitation du mélange combustible s'effectue comme suit :

- l'air étant forcé dans la chambre de combustion par le piston pendant la course de compression, pénètre par l'étranglement de l'orifice tronconique en jets : des courants tourbillonnaires très actifs prennent naissance dans la chambre de turbulence.
- L'injecteur de type à téton débouche dans la culasse et son jet passant sensiblement au centre de la chambre et dirigé vers le sommet du canal de transfert. Le jet pulvérisé du combustible et brassé par la turbulence commence à s'enflammer spontanément. Cette combustion gagne de proche le mélange dans la chambre puis celui du cylindre.

Particularité :

- Les jets de carburant sont dirigés suivant la forme de la chambre,
- La pression d'injection est : 100 bars
- Le taux de compression est entre 15/1 à 18/1

iv. Moteur à chambre de réserve d'air ou à chambre d'accumulation

Peut-être considéré comme une solution intermédiaire entre le moteur à chambre de précombustion et celui du moteur à chambre de turbulence, le système comprend ainsi plusieurs variantes.

Construction :

- Un système de chauffage débouche dans la chambre d'accumulation pour assurer le démarrage du moteur à froid.
- L'injection est placée en dehors de la chambre de réserve ou cellule d'air de façon telle que le jet de combustible vient à la rencontre de l'air comprimé qui soit de la chambre.

Fonctionnement :

L'air s'écoule du cylindre dans la chambre auxiliaire pendant la course de compression. Le combustible est injecté peu avant que le piston atteint le P.M.H., s'allume dans la canalisation de communication en forme d'entonnoir et la combustion à lieu dans cette canalisation en venturi.

A la décente du piston, l'espace au-dessus du piston s'élargit et la pression décroît : mais dans la chambre d'air, la pression y est encore très élevée de sorte que un fort jet d'air se projette par le canal dans lequel le combustible est injecté. Ce courant d'air entretient le feu dans l'entonnoir et il en résulte une combustion complète du combustible restant.

Les gaz formés à la combustion s'échappent dans le volume s'accroissant sans cesse au dessus du piston de sorte que les gaz brûlés n'interfèrent en aucune façon le processus de la combustion.

Particularités :

Le combustible ne traverse nullement la cellule d'air et n'y pénètre que jusqu'à ce que le piston ait commencé son mouvement de décente.

Pression d'injection : 80 bars avec injecteur à téton

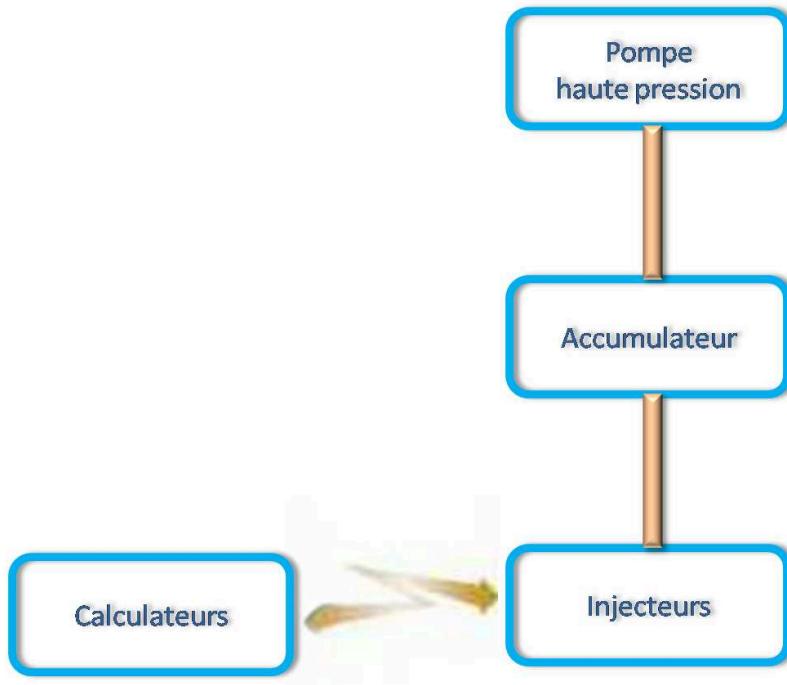
Taux de compression : 12/1 à 15 /1.

v. Moteur à injection haute pression à rampe commune

Contrairement aux systèmes à pompe distributrice, la pression d'injection est indépendante de la vitesse de rotation du moteur et demeure constante pendant la phase d'injection. Le pilotage de l'injection par un calculateur électronique laisse une grande latitude de programmation aux motoristes.

La quantité de combustible injecté peut être fractionnée pour réaliser une pré-injection, ce qui permet de réduire les bruits de combustion et la formation de NOx.

Le pilotage par une électronique numérique de tous les paramètres de l'injection permet d'optimiser le fonctionnement du moteur.



Chapitre 3 Description de la locomotive AD 18

AD 18 : Alternatif courant – Direct courant Diesel de puissance nominale : 18 000 Ch.

III.1. Plan général de l'installation

La caisse de la locomotive avec le couloir extérieur se compose de plusieurs parties : le châssis, cabines de conduite à deux extrémités, mur latéral, le toit démontable et le passage à l'extérieur. L'ordre de ces cabines est : (de la tête) Cabine de conduite, (conducteur 1) local des appareils électroniques, local des machines, local du groupe électrogène, local de refroidissement, et cabine de conduite (conducteur 2). La locomotive est modulaire. Le châssis et la caisse est vissé par une série de boulons. Cette méthode de construction a pour but de favoriser l'entretien des mécaniciens.

Les équipements mécaniques et les dispositifs électroniques s'installent dans les différents locaux. Un accoudoir se localise à côté du couloir extérieur en cas d'urgence. 2 bogies s'installent sous la caisse. La caisse repose sur le bogie par l'intermédiaire de coussins de suspension en caoutchouc (système à 2 conducteurs).

Le système de la traction de haute qualité est prévu pour commander le système de transmission et freinage.

Le moteur de la traction s'installe, suspendu, en dessous en étant lié avec un système de coussinet à rouleaux.

a. Local électronique

Les équipements électroniques dans le local électronique peuvent se diviser en 2 parties : de la basse tension et de la haute tension. Dans la partie de la basse tension s'installent des interrupteurs automatiques, des disjoncteurs, des interrupteurs de la caisse d'accumulateurs et les dispositifs de commande de PLC. Dans la partie de la haute tension se trouvent les contacts de moteur de traction, commutateurs, capteur de courant et capteurs de la tension électrique etc. Le système de refroidissement de la cabine électronique se sert de la pression normale afin d'éviter la pénétration du sable qui peut conduire probablement les mauvais contacts des pièces électriques et influencer ainsi le fonctionnement de la locomotive. Une couverture démontable se trouve sur le toit dans le but de faciliter l'entretien des mécaniciens.

b. Local des moteurs

Le compartiment des moteurs se partage en 2 étages, en haut, se trouve une armoire de commande de frein à la résistance électrique et une boite de redresseur principal. Un générateur du courant continu se positionne aussi dans l'armoire de commande de frein à la résistance électrique qui alimente le ventilateur de refroidissement. Le courant du moteur est alimenté par la résistance électrique de frein.

Le local de frein à résistance possède un système de refroidissement indépendant.

Le local de redressement principal abrite le moteur à courant alternatif alimenté par un générateur auxiliaire qui entraîne le ventilateur de refroidissement. La vitesse de ce moteur est en liaison directe avec la vitesse du moteur diesel. L'air de refroidissement entré par le labyrinthe latéral passe par le filtrage du sable avant de refroidir la cabine de redresseur.

Le local en bas, abrite un carter d'engrenage, un générateur du courant alternatif auxiliaire et un générateur du courant continu. Ces trois dispositifs se situent sur la même plate-forme, sont fixés sur le châssis par six supports élastique afin de diminuer la vibration.

Le graissage du carter d'engrenage se fait en pression d'huile dans le but d'allonger la vie du service. Une couverture démontable se situe sur le plafond pour favoriser l'entretien.

c. Local du groupe électrogène

Local du groupe électrogène abrite un générateur d'excitation synchrone sans balais, d'un moteur diesel, d'une pompe à l'huile, d'un filtre de l'huile, d'un filtre de l'air et d'un éclairage. Le rotor du générateur principal se lie au vilebrequin du moteur diesel avec un joint flexible. Le carter du générateur principal se lie au corps du moteur diesel par une boîte usinée. Ainsi, le générateur principal et le moteur diesel forment un groupe électrogène qui s'installe sur le châssis par un intermédiaire élastique, cette installation peut garantir l'homocentre du générateur avec le moteur diesel, dans le but de diminuer la vibration du groupe électrogène.

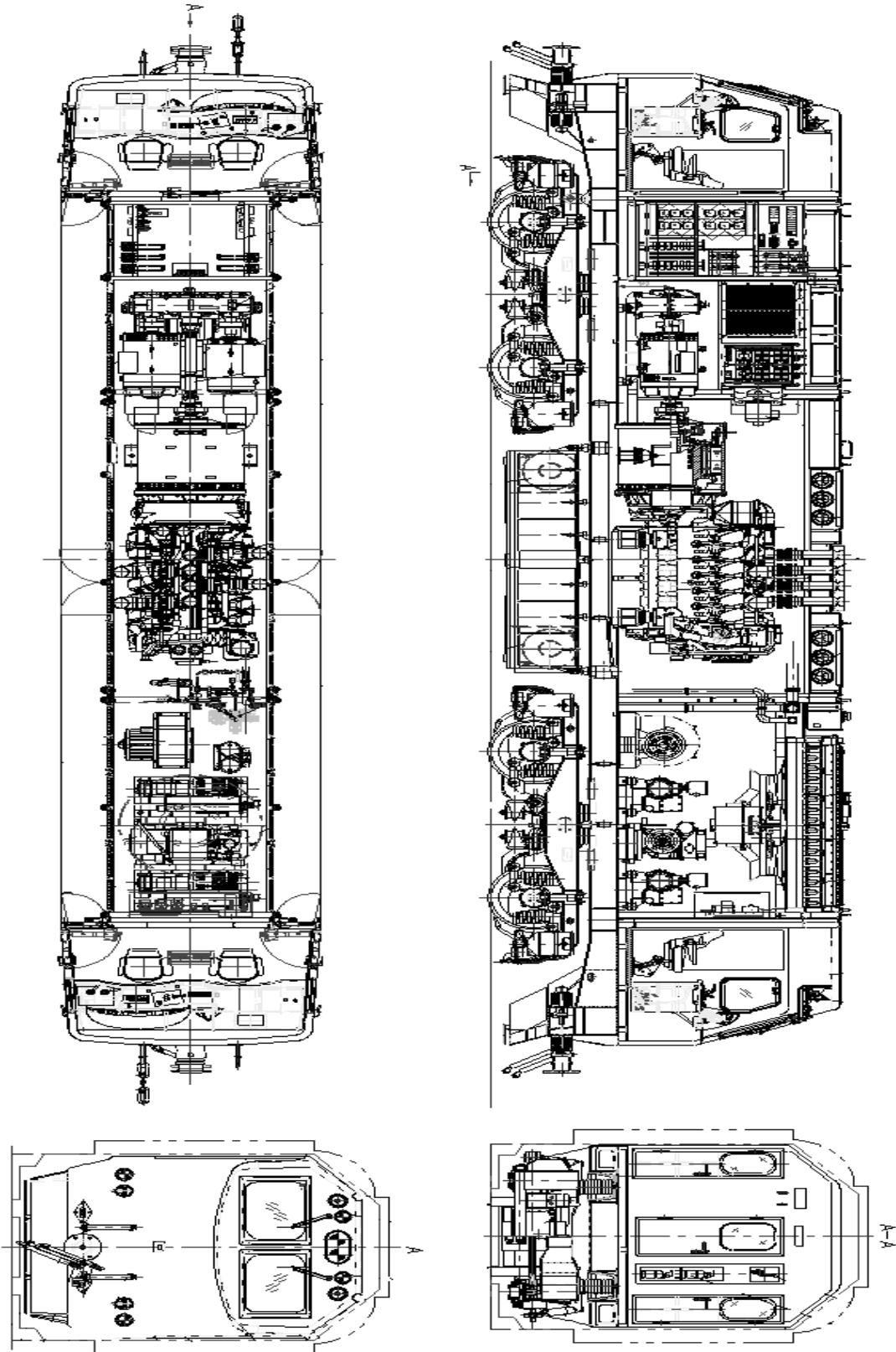


Fig. 23 : la locomotive AD 18

1	Utilité	Transport des passagers et des marchandises sur la grande ligne, activité de triage et de convoi
2	Environnement d'utilisation	
	Température maximum	36°
	Température minimum	-4°
	Humidité relative maximum	100%
	Altitude maximum	1750m
	Pente maximum	25‰
	Rayon de courbure minimum	Sur la ligne : 50m, gare de triage : 45m
	Condition d'environnement	Temps chaud en été, pluie torrentielle en saison de pluies. Présence de poussière dans certaines sections
3	Type diesel	MTU 12V4000R41R
4	Puissance de chargement du diesel	1250Kw
5	Mode d'entraînement	Entraînement électrique des courants alternatif-continu
6	Poids axial	$18 \times (1\pm3\%) t$
7	Diamètre de la roue	914mm (roue de moyeu)
8	Poids avec tous les équipements	$72 \times (1\pm3\%) t$
9	Volume de la chambre de carburant	3200L
10	Volume de chargement de l'huile du diesel	200L
11	Poids de chargement de l'eau de refroidissement	500kg
12	Poids de chargement de sable	640L
13	Rapport de transmission	79/19
14	Vitesse de locomotive (le diamètre de roue motrice est calculée avec 880 mm en semi-usure)	
	Vitesse de roulement maximum	80km/h
	Vitesse maximum avec puissance constante	79km/h
	Vitesse continue	22.4km/h
15	Traction aux alentours de la roue de locomotive (le diamètre de roue motrice est calculée avec 880 mm en semi-usure)	
	Traction maximum de démarrage	237kN (Limitée par l'intensité de démarrage)
		254kN (Limitée par l'adhésion, le coefficient d'adhérence égale 0,33 pour le calcul)

	Traction continue	143kN (Limitée par l'intensité permanente du moteur de traction)
16	Puissance maximum de freinage sur résistances	1060Kw
17	Force de freinage maximum au moment du freinage sur résistances	106kN
18	Entre pointes de boggie	8000mm
19	Entraxe de boggie	2200mm
20	Entraxe de locomotive	10200mm
21	Largeur du châssis	2750mm
22	Hauteur de la caisse	3700mm
23	Distance entre la plaque d'extrémité avant et celle arrière de la caisse	14370mm
24	Hauteur entre le plancher du passage et le niveau de rails	1354mm
25	Bruit dans la cabine	$\leq 78\text{dB(A)}$
26	Distance de freinage d'urgence	$\leq 500\text{m}$ (sur la voie droite et sèche, lorsque la vitesse initiale est de 60km/h)

Tableau 4 : description du locomotive AD 18

III.2. Les éléments constitutifs et leurs principes de fonctionnement

a. La caisse

La caisse de la locomotive est la partie principale de charge. La construction de la caisse garantit la stabilité et la sécurité de locomotive lors de la marche..Elle fournit le support de sécurité pour les équipements installés et garantit leur fonctionnement normal. En même temps, elle fournit une bonne condition de travail pour la manipulation de la locomotive.

La composition métallique de la caisse peut se diviser en plusieurs parties : le couloir extérieur, le support de charge .Les accoudoirs sont équipés à côté des couloirs .Sur le support, se localisent une cabine de conduite, local des appareils électroniques, local des moteurs, local des générateurs, local des équipements de refroidissement et une autre cabine de conduite. Toutes ces parties sont en forme de modules indépendants afin de favoriser l'entretien et la réparation. Le module de la cabine de conduite se lie au châssis par la soudure. La forme de la cabine de conduite est, donc uniforme de celle du châssis. Les autres modules se lient au châssis avec les boulons. La construction de la cabine de conduite est en forme aérodynamique qui augmente la beauté de la forme de l'extérieur. L'intérieur de la cabine de conduite est décoré du revêtement, rempli des matières isolantes de bruit et de la chaleur. La décoration est en fibre de verre. Cette façon de construction améliore la

condition de travail des chauffeurs et garantir l'isolation de bruit et de chaleur, diminue la vibration.

Le mur des autres cabines est revêtu d'un revêtement de l'épaisseur entre 3mm-5mm. Les portes des cabines sont équipées du système contre le sable qui permet le service normal des locomotives dans les régions du vent et du sable. Les identifications sont bien marquées à l'extérieur de la caisse qui comprennent : type de locomotive, numéro de locomotive, signaux des chemins de fer, plaque de danger électrique, plaque de Niveau de gazole et de l'eau de refroidissement, plaque de la sortie d'échappement de l'huile usée, marquage de la grue, le marquage sur toit.

Les caractéristiques principaux de la caisse sont :

- La longueur de la caisse : 14370mm
- La largeur de la caisse : 2750mm
- La hauteur de la caisse : 3700mm
- La distance entre les coupes de 2 amortisseurs : 15500mm
- La distance des centres de 2 bogies : 8000mm
- La hauteur du centre de l'amortisseur par rapport aux rails : 750mm±10mm
- La largeur de châssis : 2750mm
- La hauteur de la surface de la poutre du milieu par rapport aux rails : 1350mm
- Type de l'attelage : Attelage de chaîne du type 35t/70t à deux cotés
- Type de l'amortisseur : forme de disque au milieu
- Type de chasse-pierre : plaques de tôle soudées

b. Système de refroidissement

Pour refroidir le moteur d'une façon plus efficace, deux circuits de refroidissement sont prévus, un circuit se trouve à l'intérieur, un autre se situe à l'extérieur qui comprend : système de refroidissement, réservoir d'expansion, et d'autres pièces, par exemple, le relais électrique, et capteur de la température etc.

La température de l'eau se règle par les ventilateurs entraînés par un générateur asynchrone. La vitesse des ventilateurs dépend de la vitesse de moteur et aussi de la température de l'eau.

Le système de refroidissement se localise sur le plafond de la cabine de refroidissement. Les ventilateurs de refroidissement entraînés par le générateur alternatif se trouvent en dessous du radiateur. Les ventilateurs et la température de l'eau sont commandés par l'automate PLC.

Le fonctionnement du système de refroidissement se fait en pression. Le réservoir d'expansion garantit le niveau et la pression de l'eau dans le système de refroidissement.

Un capteur de niveau d'eau s'installe sur le réservoir. L'augmentation de l'eau se fait en

pression par deux entrées qui se trouvent sur les deux côtés de la caisse.

L'échappement de gaz de radiateur et la sortie de l'eau de refroidissement se trouvent sur la surface du réservoir d'expansion.

c. Radiateur

Le radiateur se localise sur le toit, qui se lie au collecteur de l'eau et forment ainsi un système complet. Ce système permet de monter et démonter d'une façon globale. Les persiennes se trouvent sur le toit du radiateur afin d'éviter la pénétration de la pluie. Le système de radiateur se compose de 16 ailettes et deux passages. L'étanchéité entre le radiateur et le collecteur est en caoutchouc.

d. Les ventilateurs de refroidissement

Les ailettes des ventilateurs est en aluminium, étalonné par des essais d'équilibrage. Le diamètre du ventilateur est de 1500mm. La matière de ventilateur est très puissante qui permet d'avoir une très haute efficacité. Le ventilateur est entraîné par le générateur du courant alternatif. Les ailettes sont faciles à monter et à démonter. Le trou de graissage de roulement se trouve dans l'endroit facile de la caisse. Les ventilateurs sont commandés par les automates PLC selon le changement de la température de l'eau.

e. Le réservoir d'expansion

Le réservoir d'expansion se trouve sur le toit du local de refroidissement. La contenance est supérieure de 15 % de la capacité de la contenance de l'eau de diesel. Le manomètre de niveau et l'alarme de niveau bas se localisent dans un endroit facile à contrôler. Une vanne de pression sur le toit de réservoir garantit la pression dans le système de refroidissement, une couverture de nettoyage se trouve aussi sur le toit de réservoir. Un essai hydraulique est validé après l'installation de réservoir.

f. Système de transmission mécanique

La boîte de transmission se lie aux moteurs diesel par un arbre à cardan. Elle se lie aussi aux générateurs du courant continu de démarrage et aux générateurs auxiliaires par un accouplement élastique. Lors de démarrage de moteur diesel, la batterie alimente le courant, Le moteur du courant continu entraîne le moteur diesel par la boîte de transmission auxiliaire et l'arbre à cardan. Le démarrage de moteur diesel entraîne le fonctionnement des générateurs du courant continu et des générateurs auxiliaires du

courant alternatif qui peuvent produire le courant continu de 110V et le courant alternatif. La boîte de transmission et les moteurs se situent sur le même support, fixés sur le châssis par les pièces élastiques afin de diminuer la vibration. Un carter de protection se situe à l'endroit de l'accouplement. L'intérieur de la boîte de transmission est équipé de pompe à dents, qui alimente la graisse pour graisser le roulement et les dents et refroidit ainsi les dents et le roulement. La transmission mécanique se fait en forme des dents obliques afin de diminuer le bruit de la boîte de transmission. Ce système d'installation peut allonger la durée de service des dents.

Chapitre 4 Description du moteur d'essai

VI.1. Désignation du moteur

AD 18 : Alternatif current – Direct current Diesel de puissance nominale : 18 000 Ch. Bogie à 2 essieux.

Moteur MTU 12V4000R41R

MTU: Motoren und Turbiren Union

12 : le moteur est équipé de 12 cylindres

V : disposition des cylindres

4000 : série

R : application : R= rail

4 : segment d'application

1 : Etat de construction

R : vitesse réduite

Dimensionnement du moteur

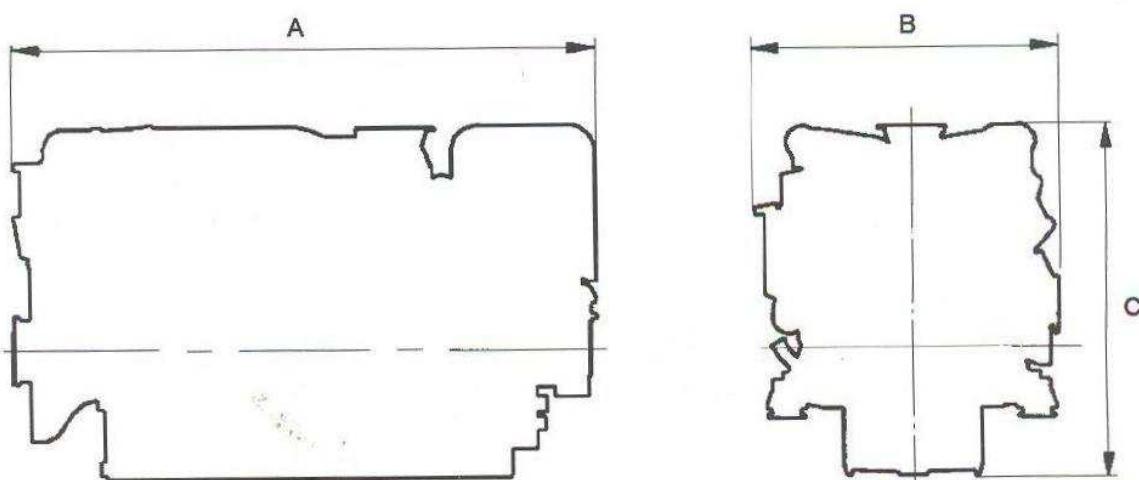


Fig. 24 : dimension du moteur AD 18

Longueur (A): 2480mm

Largeur (B) : 1650 mm

Hauteur (C) : 1985 mm

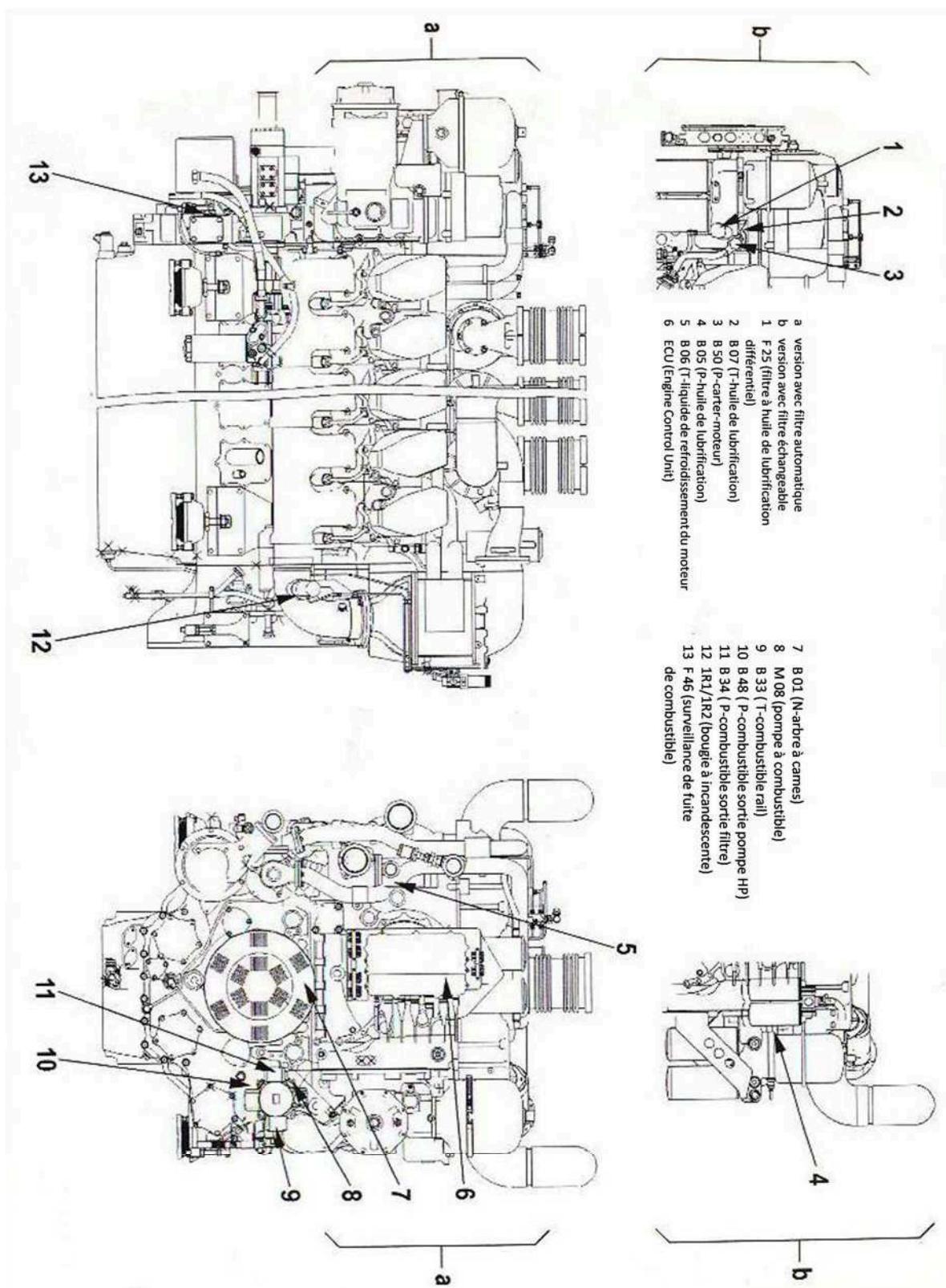


Fig. 25 : dimension du moteur AD 18

Explication

A : valeur de conception

L : limite jusqu'à laquelle le moteur peut fonctionner sans modification. Ex : du réglage de puissance

R : valeur d'orientation

BL : valeur de référence puissance bloquée

DL : valeur de référence puissance continue

G : valeur garantie

Désignation :

Groupe d'application :	A	2
Température de l'air aspiré :		25 °C
Température du liquide de refroidissement de l'air de suralimentation :		45 °C
Pression d'air :		1000 mbar
Altitude :		100

Tableau 5 : désignation du moteur AD18

Données de puissance (puissance et puissance utiles selon ISO 3046)

Régime nominal du moteur :	A	1500 tr/mn
Puissance nominale UIC (Puissance bloquée ISO 3046)	A	1380 Kw

Tableau 5.1

Condition de référence (pour la puissance max)

Dépression de l'aspiration (filtre neuf) :	A	25 mbar
Dépression de l'aspiration, max :	L	35 mbar
Surpression des gaz d'échappement :	A	30 mbar
Surpression des gaz d'échappement, max :	L	50 mbar
Température du combustible au niveau du raccord d'alimentation sur le moteur :	R	25 °C
Température du combustible au niveau du raccord d'alimentation sur le moteur, max (sans réduction de puissance) :	L	55 °C

Tableau 5 . 2

Consommation :

Consommation spécifique de combustible BL (+5% ; EN590 ; 42,8 MJ/kg) :	G	195 g/kWh
Consommation d'huile de lubrification au bout de 100 h de marche (B = consommation de combustible horaire) :	R	0,3% de B

Tableau 5 . 3

Caractéristiques spécifiques du type (version de base)

Nombre de cylindre :		12
Disposition du cylindre :		en V = 90 °
Alésage :		165 mm
Course :		190 mm
Cylindrée unitaire :		4,06 L
Cylindrée totale :		48,7 L
Nombre de soupape d'admission par cylindre :		2
Nombre de soupape d'échappement par cylindre		2

Tableau 5 . 6

Air / gaz d'échappement

Pression de l'air suralimentation avant le cylindre :	R	3,1 bars abs
Température des gaz d'échappement après les turbocompresseurs :		470 °C

Tableau 5 . 7

Système de liquide de refroidissement (circuit haute température)

Température du liquide de refroidissement (sur le raccord moteur : sortie vers l'installation de refroidissement) :	A	95 °C
Température du liquide de refroidissement sortie moteur, alerte :	R	97 °C
Température du liquide de refroidissement sortie moteur, arrêt :	L	99 °C
Proportion de produit antigel dans le liquide de refroidissement, max :	L	50%
Pompe à liquide de refroidissement : pression d'entrée max :	L	1,5 bar
Thermostat : début d'ouverture :	R	75 °C
Thermostat : pleine ouverture :	R	88 °C

Tableau 5 . 8

Système de liquide de refroidissement (circuit basse température)

Température du liquide de refroidissement (sur le raccord moteur : sortie vers l'installation de refroidissement) :	R	57 °C
Température du liquide de refroidissement avant le refroidisseur d'air de suralimentation (avec une proportion de produit antigel jusqu'à 40% :	A	45 °C
Différence de température du liquide de refroidissement avant / après les refroidissements d'air de suralimentation, min :	L	9 °C
Différence de température du liquide de refroidissement avant / après les refroidissements d'air de suralimentation, max :	L	15 °C
Proportion de produit antigel dans le liquide de refroidissement, max :	L	50%
Température de l'air de suralimentation après le refroidisseur d'air de suralimentation, max :	L	67 °C
Thermostat : début d'ouverture :	R	38 °C
Thermostat : pleine ouverture :	R	51 °C

Tableau 5 . 9

Système d'huile de lubrification

Température de l'huile de lubrification entrée moteur,	R	de 88 °C à 93 °C
Pression de service de l'huile de lubrification entrée moteur (réglette de mesure) :	R	5 bars
Pression d'huile de lubrification entrée moteur alerte :	R	4,2 bars
Pression d'huile de lubrification entrée moteur arrêt :	L	3,9 bars
Pression de service de l'huile de lubrification (régime de ralenti inférieur) (point de mesure : entrée moteur) :	R	2 bars

Tableau 5 . 10

Système de combustible

Pression du combustible sur le raccord d'alimentation du moteur (au démarrage du moteur), min :	L	0,1 bar
Pression du combustible sur le raccord d'alimentation du moteur (en service), min :	L	0,3 bar

Pression du combustible sur le raccord d'alimentation du moteur (au démarrage du moteur), max :	L	1,5 bar
-------------------------------------------------------------------------------------------------	---	---------

Tableau 5 . 11

Donnée de service général

Préchauffage du liquide de refroidissement : température de préchauffage, min	40 °C	R
-------------------------------------------------------------------------------	-------	---

Tableau 5 . 12

Inclinaisons – système d'huile standard (référence : horizontale de l'eau)

Inclinaison dans le sens longitudinal, max. permanent côté entraînement en bas (valeur de conception : inclinaison max. en service) :	L	15°
Inclinaison dans le sens longitudinal, max. temporaire côté entraînement en bas (valeur de conception : inclinaison max. en service) :	L	22,5°
Inclinaison dans le sens longitudinal, max. temporaire côté entraînement en haut (valeur de conception : inclinaison max. en service) :	L	10°
Inclinaison dans le sens transversal, max. permanent (valeur de conception : inclinaison max. en service) :	L	22,5°

Tableau 5 . 13

Poids / Dimensions principales :

Poids du moteur sec (accessoire standard monté, sans accouplement) :	R	6190 Kg
----------------------------------------------------------------------	---	---------

Tableau 5 . 14

Bruits :

Bruits d'échappement non amortis –BL (niveau de pression sonore en champ libre Lp, distance 1m, ISO 6798) :	R	114 dB(A)
Bruit à la surface extérieur du moteur, sans bruit d'échappement –BL (niveau de pression sonore en champ libre Lp, distance 1m, ISO 6798) :	R	100 dB(A)

Tableau 5 . 15

La désignation des côtés du moteur se fait par principe face au côté prise de force (KS) du moteur. Pour la désignation du cylindre, d'après DIN ISO 1204, les cylindres de la rangée gauche du moteur sont désignés par un A et ceux de la rangée droite par un B. chaque rangée de cylindres est numéroté en commençant par le numéro 1 sur le côté KS.

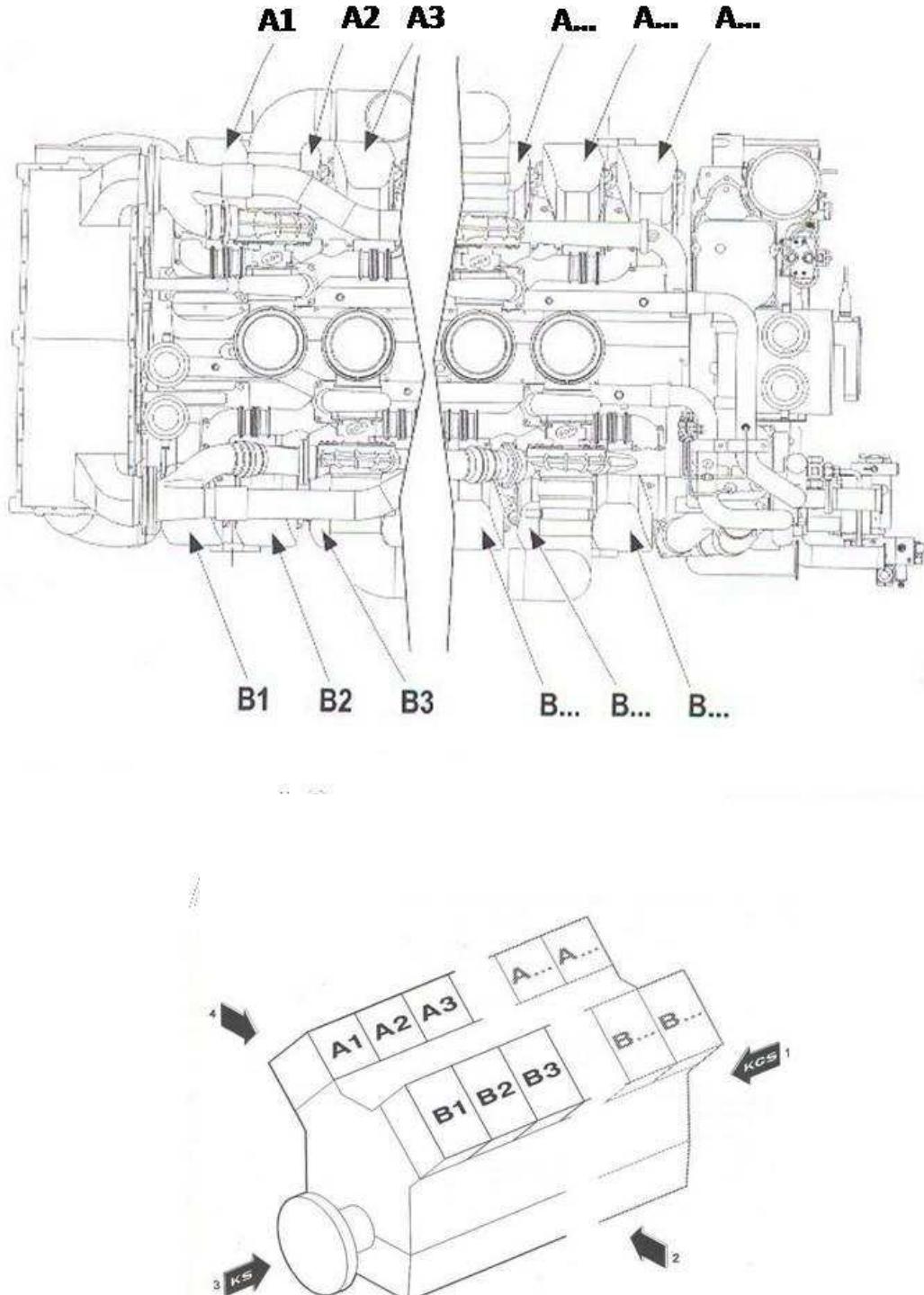


Fig. 26 : numérotation des cylindres

Dans notre étude, le moteur d'essai est un moteur à 12 cylindres en V

Ordre d'injection	A1 – B2 – A5 – B4 – A3 – B1 – A6 – B5 – A2 – B3 – A4 – B6
-------------------	-----------------------------------------------------------

VI.2. Système d'admission d'air du moteur

Structuration et principe de fonctionnement

L'air neuf passe respectivement par les persiennes en V à labyrinthe situées sur les fenêtres de filtration de 2 côtés des mures latéraux et entre dans la boîte de marceau de papier, grains de sable assez gros etc. sont initialement filtrées, ses impuretés filtrées descendent du toit ou sont enlevées par le vent provoqué par la marche de locomotive. L'air propre entre dans le filtre fin en papier, après que l'air propre et filtré s'accumule dans le tube d'admission d'air, il passe respectivement par quatre tuyaux intermédiaires et flexibles et entre dans l'appareil de pressurisation, après l'augmentation de pression et le refroidissement, il entre dans le cylindre du diesel et mélange avec le carburant pour s'enflammer.

L'indicateur des impuretés du dispositif de contrôle de vide est monté sur le tube courbé ou sur le tube intermédiaire situé près de l'appareil de pressurisation, lorsque le degré de vide d'admission d'air dépasse 3,8 KPa, sa fenêtre verte devient rouge, ce qui avertit le dépassement des indices des impuretés du filtre en fin papier, il faut nettoyer ou remplacer le filtre à air. Après le nettoyage ou le remplacement du filtre, régler manuellement la fenêtre visuelle de l'indicateur des impuretés qui doit être réglée en verte, le dispositif de filtration est remis en état de service normal.

Pendant le démontage de cartouche de filtration, ouvrir d'abord la persienne, desserrer l'écrou en papillon située sur le couvercle arrière de la cartouche, reculer la cartouche pour la sortie. La cartouche est une virole réalisée avec le papier de filtration importé de haute gamme qui est plié en W, la cartouche est fixée à 2 extrémités. Une extrémité est fermée, l'autre extrémité est ouverte, le joint d'étanchéité en caoutchouc est collé sur le bout d'extrémité avec ouverture, un petit trou qui est percé au centre au niveau de l'autre côté est utilisé pour fixer la cartouche.

La cartouche est faite avec le papier de filtration, donc le contact avec les objets comme huile, eau etc. doit être évité. Pendant le transport et le montage, il faut éviter le

raclage, le froissement et la déformation provoquée par la compression et s'éloigner des objets pointus. Pour le nettoyage, le ventilateur souffleur souffle au sens inverse, c'est-à-dire l'air souffle de l'intérieur vers l'extérieur. D'après les expériences d'essai, la cartouche doit être changée après 5 fois de nettoyage, il faut remplacer immédiatement la cartouche s'il y a le froissement ou la fissuration de la jointure pendant son service.

VI.3. Système d'échappement des gaz du moteur

Le système d'échappement d'air est relié dans la cabine de force motrice avec l'orifice d'échappement d'air du diesel pour que le diesel évacue rapidement, facilement et complètement de l'air usé et fonctionnement normale du diesel soit assuré. Il joue un rôle très important concernant la propreté du compartiment moteur, la protection d'environnement et les indices économiques, les indices de force motrice et la fiabilité du diesel.

Structuration

Le système d'échappement d'air consiste principalement en composition du tube d'échappement et de la couche d'isolation thermique, l'extrémité inférieure du tube droit d'échappement est reliée par une épingle avec le tube ondulé appartenant au diesel, le tube ondulé est aussi relié par une épingle avec l'orifice d'échappement d'air du diesel : la bride soudée sur l'extrémité supérieur du tube droit d'échappement est relié par les boulons avec le couvercle du toit de locomotive, la partie du tube droit d'échappement situé au-dessous de la bride de montage est enveloppée par la composition de couche d'isolation thermique pour abaisser le rayonnement thermique de compartiment moteur provoqué par l'air usé de haute température ; le système d'échappement est revêtu par le tube de guidage de fumée sur lequel, il y a 8 trous d'eau pour la facilité d'évacuation d'eau.

VI.4. Système de refroidissement

a. Structuration

L'ensemble du dispositif de refroidissement se compose principalement de la composition de cabine de refroidissement, radiateur à deux passages d'écoulement, assemblage du moteur électrique du ventilateur et de la porte latérale de la cabine de refroidissement etc.

L'ensemble de dispositif de refroidissement est un bloc d'ensemble. Le ventilateur du moteur électrique est monté au centre du tube à air dans la cabine de refroidissement, le radiateur à deux passages d'écoulement de 16 éléments est monté sur le réservoir de collection d'eau situé au toit de la cabine de refroidissement, les portes latérales sont montées à deux cotés de la cabine de refroidissement. Le fond de la cabine de refroidissement est relié par 6 châssis de liaison avec la face plane du support de caisse.

b. Radiateur à deux passages d'écoulement

Le radiateur à deux passages d'écoulement est une pièce importante de dispositif de refroidissement, le radiateur utilisé sur la locomotive est un radiateur type d'amortissement élastique avec les éléments de tube de deux passages.

Il se compose principalement du boîtier de liaison des parties haute et basse, du dispositif d'amortissement et du noyau du corps de dispersion thermique de températures haute et basse etc. le dispositif d'amortissement peut absorber la contrainte produite par dilatation sous la chaleur et contraction sous le refroidissement du noyau du corps de dispersion thermique, prolonger la durée de vie du radiateur. Le noyau du corps de disposition thermique de haute température possède trois rangées de tubes plates d'évacuation d'eau, le noyau du corps de disposition thermique de température basse possède 4 rangées de tube plates d'évacuation d'eau, les ailettes de refroidissement appartiennent au type d'élément renforcés de tube. Par le boîtier de liaison de parties haute et basse, le radiateur est relié avec les réservoirs de collection d'eau situé à deux cotés de la cabine de refroidissement, il est fixé avec les goujons et écrou. La rondelle d'étanchéité en caoutchouc est montée à l'extrémité du boîtier de liaison pour éviter la fuit d'eau.

VI.5. Système de graissage du moteur

Structuration et principe de fonctionnement

Le système d'huile moteur de la présente locomotive ne possède que la tuyauterie de vidange d'huile.

Principe du système d'huile à moteur :

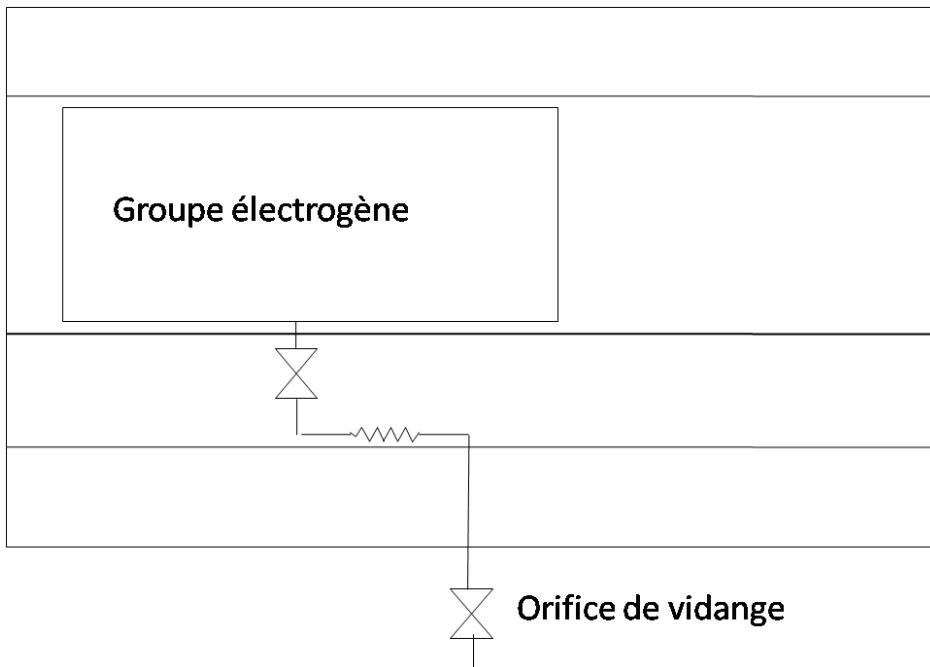


Fig. 27 : *principe du système d'huile à moteur*

La fonction principale de la tuyauterie de vidange d'huile est l'introduction de l'orifice de vidange de la chambre d'huile du diesel au-dessous du cadre de châssis de locomotive pour que le diesel puisse vider directement l'huile résiduelle située dans la chambre d'huile du diesel vers l'extérieur de la locomotive avant le changement d'huile. L'orifice de vidange de la chambre d'huile du diesel est relié directement sur le bas de locomotive, lorsque les deux vannes d'arrêt situées respectivement au-dessous et au-dessus de la locomotive sont ouvertes. L'huile est évacuée vers l'extérieur.

PARTIE II

ETUDE SPECIFIQUE DU CIRCUIT D'ALIMENTATION DU MOTEUR DIESEL

Chapitre 1 Généralité

I.1. Introduction

Le fonctionnement du moteur diesel nécessite l'injection, en fin de compression, d'une certaine quantité de gasoil à une pression supérieure à la pression de compression de l'air dans le cylindre. La pression d'injection favorise la pulvérisation du gasoil et sa diffusion dans la masse d'air comprimé. La rapidité et la qualité de la combustion s'en trouvent améliorées.

Le circuit d'alimentation en combustible permet d'amener à chaque cylindre une quantité déterminée de gasoil parfaitement propre sous une pression donnée.

I.2. Les éléments constitutifs du circuit d'alimentation

Un réservoir qui permet le stockage de carburant, ayant une capacité variable selon les machines.

Un évent qui est un conduit permettant la circulation de l'air dans le réservoir. Il facilite le remplissage du réservoir. (mise à l'atmosphère)

Une crêpine : c'est un filtre de métal placé juste à l'entrée du tuyau dans le réservoir.

Le robinet jouant à la fois le rôle d'alimentation, de coupage et d'obtention de la position « réserve » .

Le filtre :

Le filtre est constitué en principe par une cuve métallique dans laquelle un élément filtrant se trouve traversé par le combustible de l'extérieur vers l'intérieur pour assurer la qualité du carburant car les impuretés dans le fuel peuvent user prématurément certains composants du moteur.

L'eau par exemple, peut corroder les plongeurs ou les bariolles des injecteurs. Ce liquide ainsi que les sédiments doivent se déposer dans le fond de la cuve et faire l'objet d'une vidange périodique.

Des clapets à billes tarés se montent sur le raccord de sortie de filtre à la pompe d'injection afin de donner certaine pression au gasoil qui peut atteindre jusqu'à 1500 bars

La tuyauterie : il y a généralement deux types de tuyauterie du circuit d'alimentation utilisé dans le moteur

- basse pression : conduit le combustible du réservoir jusqu'à la pompe haute pression et les circuits de retour
- haute pression : conduit le combustible da la pompe haute pression vers les injecteurs.

La pompe injection, comme son nom l'indique, elle alimente les injecteurs en fournissant la pression à leur ouverture et assure le dosage précis de la quantité de combustible nécessaire à injecter en fonction de la puissance désirée.

Les injecteurs assurent l'obtention d'une pulvérisation adéquate et une combustion complète.

Types d'injecteurs :

Dans notre étude, nous envisageons seulement l'étude de trois types d'injecteurs les plus utilisés : l'injecteur à trous, l'injecteur à tétons, L'injecteur électro hydraulique

- L'injecteur à trous

L'injecteur est constitué d'un corps évidé en acier appelé « buse », à l'intérieur de laquelle une aiguille peut se déplacer. Ces deux pièces exigent un usinage d'une très grande précision (jeu fonctionnel pour un injecteur de diamètre 5mm : 3 à 5 microns) afin d'assurer la maximum d'étanchéité tout en permettant un bon coulissemement. Un canal d'arrivée de combustible est aménagé dans la paroi du corps et aboutit dans une chambre. Ce dernier est fraisé pour le siège de l'aiguille.

La buse porte des trous dont le nombre varie suivant le moteur (1 à 12 trous).

Le trou peut être :

- Unique et se dispose dans l'axe de l'aiguille
- Multiple et disposé obliquement avec un angle de 15° à 180 °

L'aiguille comporte :

- Un cône de soulèvement sous lesquels s'exerce la poussée du liquide sous pression,
- Une partie cylindrique,
- Un petit cône constituant le siège.

Remarque :

Le faible diamètre des orifices exige que ces injecteurs aient une pression d'injection élevée de l'ordre de 200 à 500 bars.

➤ L'injecteur à tétons

Ce type d'injecteur se caractérise par un trou unique percé au centre de la buse et ce trou est variant de 1 à 2 mm. Dans ce trou se loge l'extrémité cylindrique de l'aiguille appelée « téton »

Son diamètre est légèrement inférieur au trou permettant de laisser un petit espace annulaire, sorte de couronne circulaire dont les dimensions déterminent l'angle de pulvérisation.

Par-dessus du téton, l'aiguille présente un tronc de cône constituant le siège.

Encore au dessus se dispose une autre partie conique de plus grand diamètre par laquelle la combustible sous-pression vient s'appliquer et soulever l'aiguille avec une très grande rapidité au moment de l'injection.

L'orifice d'injection étant plus grand et permet une pression d'injection plus basse de l'ordre de 80 à 75 bars.

La pulvérisation s'effectue en un seul jet conique.

▪ Fonctionnement des injecteurs à trous et à tétons :

Le corps du porte-injecteur étant percé d'un canal d'amener de combustible jusqu'à la buse de l'injecteur, lorsque la pompe d'injection est en période de refoulement, le gasoil arrive au porte-injecteur, traverse le filtre et se rend dans la chambre de l'injecteur par le canal d'arrivée.

Tant que la pression de refoulement n'est pas suffisante, l'aiguille reste appliquée sur son siège par l'action du ressort et obture la communication avec les trous d'injection.

Dès que la pression du carburant parvient à la valeur présente, la poussée exercée de bas en haut sur le cône de soulèvement de l'aiguille devient supérieure à la poussée du ressort et l'aiguille soulève. Le combustible pénètre alors dans la chambre de combustion du cylindre sous forme de brouillard : c'est la pulvérisation.

Quand le combustible cesse d'arriver à l'injecteur, l'action du ressort redevient prépondérante et l'aiguille repose sur son siège.

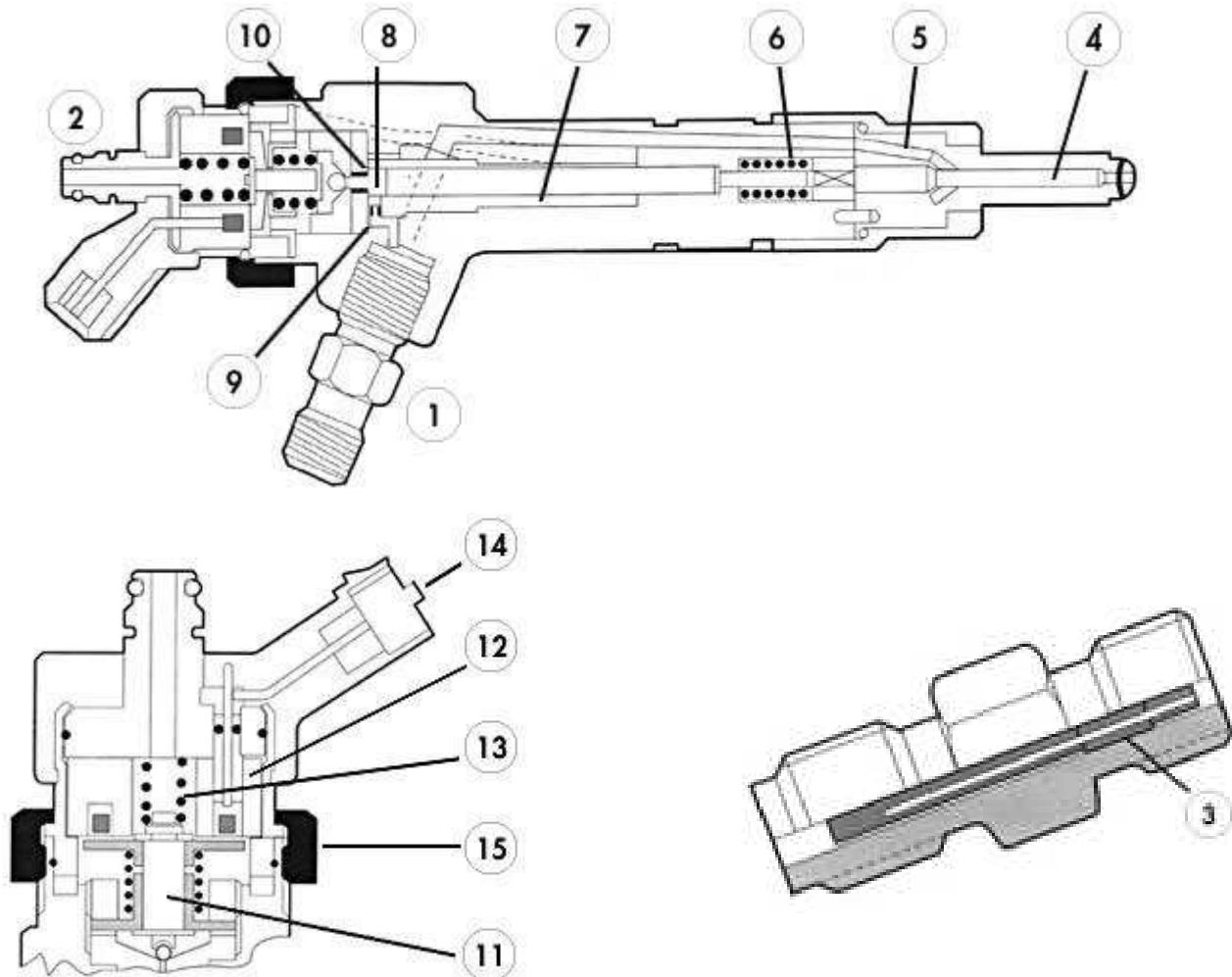
La pression d'injection est en fonction du réglage de la tension du ressort.

Notez que malgré l'ajustage précis de l'aiguille et de la buse, il se laisse passer une certaine quantité de gas-oil entre elles : ce qui assure une lubrification de ces pièces. Le combustible en excès remonte le long de la tige de commande dans le porte-injecteur et s'échappe par le raccord d'évacuation de fontes.

➤ L'injecteur électro hydraulique

L'injecteur est composé de deux parties :

- la partie inférieure : c'est un injecteur à trous multiples, semblable aux injecteurs classiques montés sur les moteurs à injection directe ;
- la partie supérieure : c'est un dispositif à commande électrique qui permet la commande de l'aiguille.



La partie supérieure de l'injecteur
d'entrée de pompe

Le raccord

Fig. 28 : Injecteur

Composition :

- 1 : raccord d'entrée de pompe ;
- 2 : raccord de retour au réservoir ;
- 3 : filtre tige ;
- 4 : aiguille d'injecteur ;
- 5 : chambre de pression ;
- 6 : ressort d'injecteur ;
- 7 : tige de liaison ;
- 8 : chambre de commande ;
- 9 : ajutage du circuit d'alimentation ;
- 10 : ajutage du circuit de retour ;
- 11 : noyau de commande ;
- 12 : bobine ;
- 13 : ressort de rappel ;
- 14 : connecteur ;
- 15 : écrou.

Principe de fonctionnement

On peut décomposer le fonctionnement en quatre phases.

1 - Injecteur fermé (au repos) : l'électrovanne n'est pas pilotée (fuite fermée). Le ressort plaque la bille

(1) sur son siège. La pression de la chambre de commande (4) est égale à celle de la chambre de pression (6). Le ressort (5) maintient l'aiguille de l'injecteur (7) sur sa portée d'étanchéité.

2 - Début d'ouverture de l'injecteur : activée par un courant d'appel, l'électrovanne s'ouvre. La pression dans la chambre de commande (4) chute. L'aiguille de l'injecteur (7) se soulève. L'ajutage d'arrivée (3) évite l'équilibrage des pressions.

3 - Pleine ouverture : l'aiguille de l'injecteur (7) est en butée mécanique. L'électrovanne est maintenue ouverte par un courant de maintien. Le débit injecté dépend de la pression dans la rampe, du temps d'ouverture de l'aiguille (7) et du diamètre des trous de la buse.

4 - Fermeture de l'injecteur : l'électrovanne cesse d'être activée, le ressort de rappel pousse la bille

(1) sur son siège et provoque la fermeture de l'ajutage de fuite (2). La pression s'établit de nouveau dans la chambre de commande (4) par l'ajutage d'arrivée (3). L'équilibre des pressions est de nouveau rétabli.

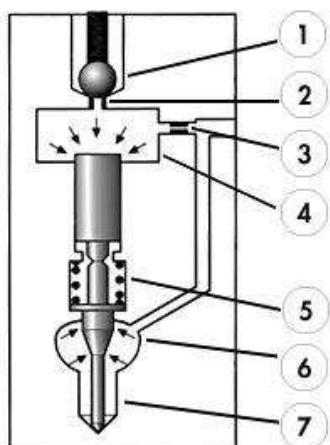


Fig. 29 : Injecteur fermé

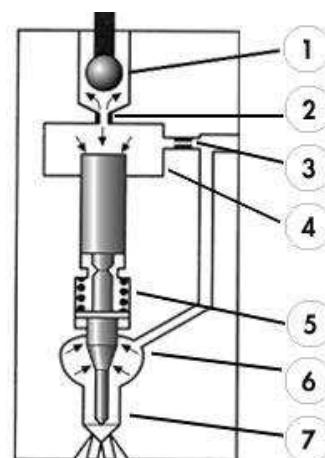


fig. 30 : Injecteur ouvert

La quantité de carburant injectée est déterminée par le calculateur en fonction :

- d'une régulation poste à poste dans l'ordre d'injection ;
- des valeurs mesurées par les capteurs.

Pour adapter cette quantité à injecter, le calculateur peut agir indépendamment sur la pression dans la rampe ainsi que sur la durée d'alimentation des électrovannes des injecteurs.

Le débit injecté dans le cylindre est variable suivant :

- la pression dans la rampe ;
- le temps d'ouverture de l'aiguille d'injecteur.

La pression dans la rampe fait varier notamment la quantité de combustible injectée par degrés de rotation du vilebrequin, le taux d'introduction et la finesse de pulvérisation.

Le temps d'ouverture de l'aiguille fait varier la durée angulaire d'injection. On peut noter que la levée d'aiguille ainsi que le diamètre et le nombre de trous dans la buse font partie des données essentielles pour l'élaboration d'un débit.

Chapitre 2 Les différents types de circuit d'alimentation

II.1. Circuit par gravitation

a. Schéma descriptif du circuit d'alimentation

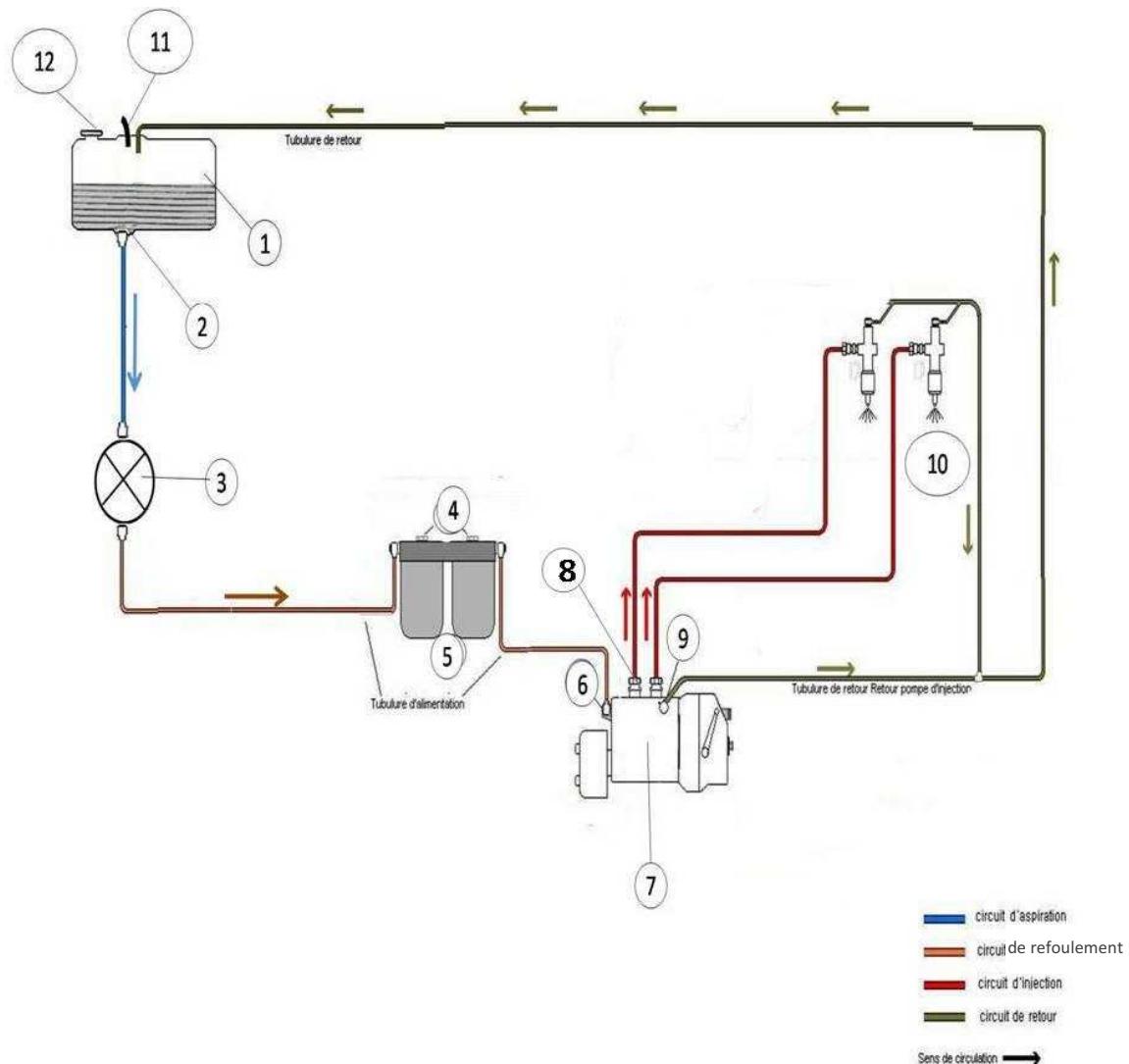


Fig. 31 : circuit d'alimentation par gravitation

- 1 : réservoir ;
- 2 : crêpine ;
- 3 : robinet ;
- 4 : vis de purge ;
- 5 : filtres ;
- 6 : entrée dans la pompe d'injection ;
- 7 : pompe injection ;
- 8 : clapet (départ vers les injecteurs)
- 9 : clapet de décharge.
- 10 : injecteurs ;

11 : évent ;

12 : bouchon de remplissage.

b. Principe de fonctionnement

Le réservoir se dispose en charge c'est-à-dire surélevé par rapport au niveau de la pompe d'injection afin de donner une hauteur manométrique suffisante au combustible soutiré.

Ce mode d'alimentation est utilisé par les petites groupes tel que les motopompes, ... mais s'avère la plus simple.

Avant le lancement du moteur, on ouvre le robinet. Le circuit par système gravitation est en aspiration, le carburant descend vers le filtre gasoil. Le gasoil filtré entre dans la pompe d'injection qui alimente l'injecteur avec une pression élevée. Les contraintes sont faibles dans le circuit basse pression et dans les tuyaux de retour, alors on peut utiliser des tuyaux polyéthylène ou en caoutchouc. Entre la pompe injection et l'injecteur, on utilise des tuyaux en acier qui peuvent résister jusqu'à une pression de 300 bar.

II.2. Circuit d'alimentation par pompe

a. Schéma descriptif du circuit par pompe

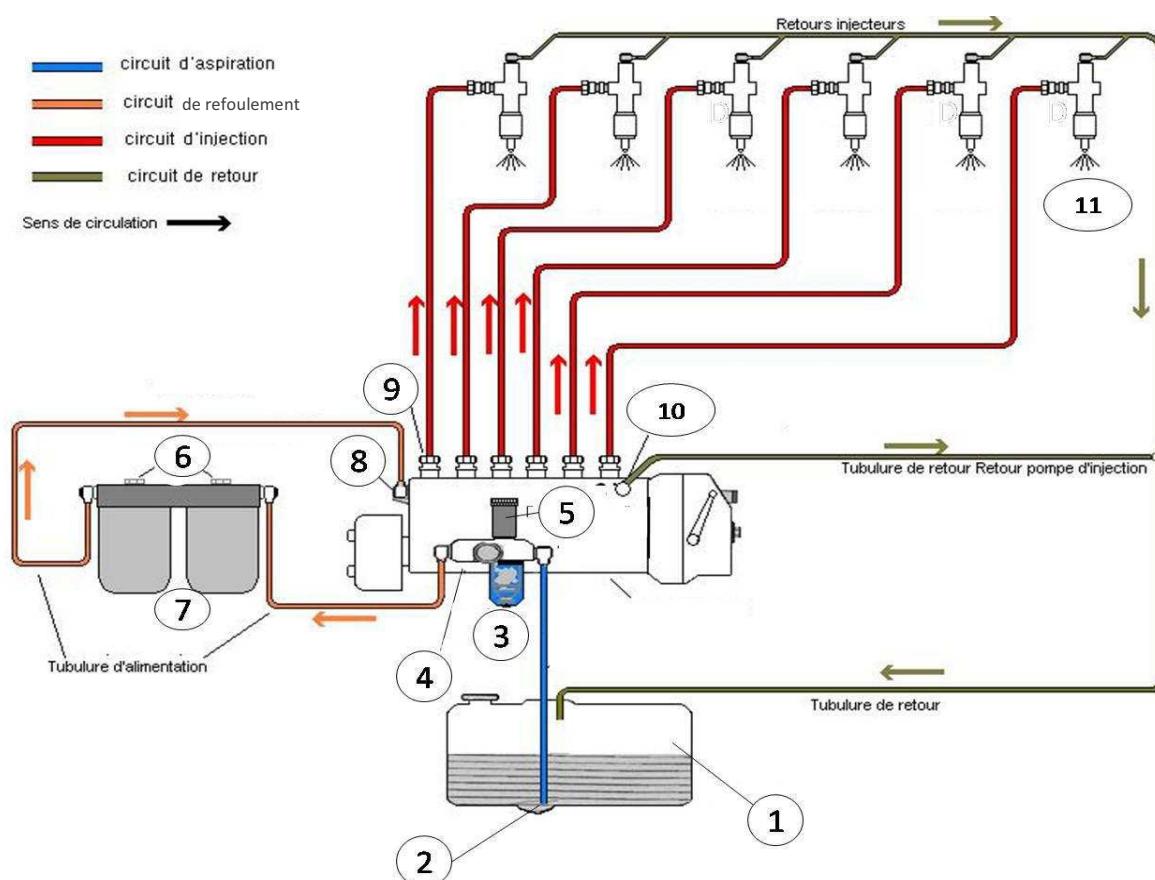


Fig. 32 : Circuit d'alimentation par pompe

- 1** : réservoir ;
- 2** : crépine ;
- 3** : pré filtre (cloche e, verre) ;
- 4** : pompe d'alimentation;
- 5** : pompe à main;
- 6** : vis de purge ;
- 7** : filtres ;
- 8** : entrée dans la pompe d'injection ;
- 9** : clapet (tête de départ vers les injecteurs) ;
- 10** : clapet de décharge.
- 11** : injecteurs.

b. Principe de fonctionnement

Quand l'alimentation du moteur se fait par pompe, le bouchon du réservoir est percé d'un trou d'air à sa partie supérieure, comme pour le réservoir en charge. Un tuyau d'aspiration plonge dans ce réservoir et aboutit à la pompe.

Tout d'abord, le gasoil est aspiré du réservoir par la pompe d'alimentation (fixée sur la pompe d'injection). L'ensemble (en bleu sur le schéma) tuyau d'aspiration, pompe d'alimentation avec son pré filtre dans le bocal en verre, constitue la seule partie du circuit qui soit en dépression.

Le gasoil est filtré une première fois par le petit filtre dans la cloche en verre pour enlever les impuretés dans le gasoil puis va vers les filtres. Ensuite, il va vers la pompe d'injection en utilisant le circuit d'alimentation (orange).

La pompe d'alimentation est prévue pour doser la pompe d'injection (pression environ 300 gramme).

La pompe d'injection, dosée par la pompe d'alimentation, transporte le gasoil en haute pression jusqu'à 200 bar vers les injecteurs. La variation du régime est assurée par la variation des débits de la pompe d'injection commandée par l'accélérateur.

L'excédent de la basse pression et les fuites aux injecteurs sont récupéré vers le réservoir par l'intermédiaire du tuyau de retour.

Lors d'un problème d'alimentation :

- Panne sèche (réservoir vide)
- Prise d'air
- Filtre gasoil : colmaté (durée de fonctionnement d'un filtre gasoil est environ 500 h à 700 h)
- Clapet non intense

Pour purger correctement il faudra :

- Moteur arrêté :
 - ouvrir les 2 vis de purge sur les filtres et pomper avec la pompe à main, jusqu'à ce que le gasoil sorte sans bulle, ensuite, refermer les purges tout en continuant de pomper.
 - desserrer le raccord de sortie de pompe 6 et pomper jusqu'à ce que le gasoil sorte sans bulle puis resserrer le raccord tout en continuant de pomper. On doit entendre le clapet s'ouvrir à chaque appui sur la pompe.
- Moteur en position marche
 - Desserrer les raccords sur chacun des injecteurs. Tirette d'arrêt moteur repoussée, accélérateur à fond, donner plusieurs coups de démarreur jusqu'à ce que le gasoil sorte par les raccords.
 - Resserrer les raccords et démarrer

Il existe plusieurs types de pompe d'alimentation : les pompes électriques, les pompes à membrane, les pompes à piston, les pompes à engrenages et les pompes à palettes, cette dernière étant incorporée dans les pompes d'injection rotatives

i. Pompe à membrane

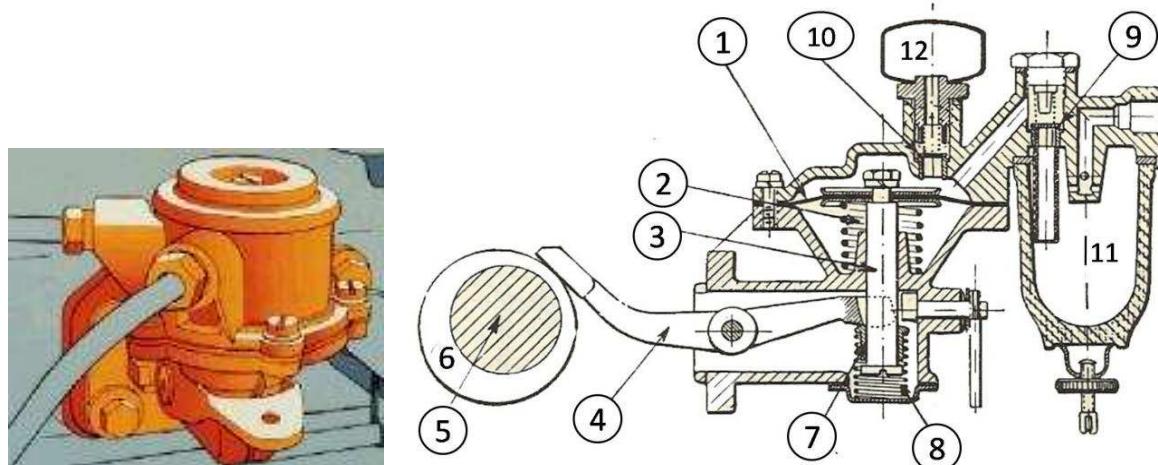


Fig. 33 : pompe à membrane

1 : membrane ;

2 : ressort ;

3 : tige de commande ;

4 : levier ;

5 : arbre ;

6 : came ;

- 7 : douille ;**
- 8 : ressort ;**
- 9 : clapet d'aspiration ;**
- 10 : clapet de refoulement.**
- 11 : cuve ;**
- 12 : cloche à air**

La pompe à membrane se compose d'un corps de pompe dans lequel une membrane (1) remplit l'office de piston. Cette membrane est serrée entre deux disques et fait joint étanche entre la partie supérieure et la partie inférieure du corps de pompe. Les disques sont solidaires d'une tige de commande (3) manœuvrée par un levier (4) actionné lui-même par un excentrique (6) de l'arbre à cames (5). Un ressort (2) maintient la membrane vers le haut du corps de pompe, tandis qu'un autre ressort (8) agit sur le levier (4) par l'intermédiaire d'une douille (7), libre sur la tige (3) et le maintient constamment appuyé sur l'excentrique (6).

La partie supérieure du corps de pompe comporte un clapet d'aspiration (9) et un clapet de refoulement (10). Le clapet d'aspiration (9) est monté au dessus d'un tube qui plonge dans une cuve (11) à laquelle aboutit la canalisation du réservoir. Au dessus du clapet de refoulement (10) de trouve une petite cloche à air (12) qui fait l'office de détendeur et empêche les coups de bâlier. Un levier à main permet d'actionner la pompe, moteur arrêté, pour remplir le carburateur au cas où il serait vide.

Dans le cas où la pompe à membrane est à commande électrique, le levier (4) est remplacé par un noyau soumis à l'action d'un électro-aimant. Ce dernier est excité par le courant de la batterie d'accumulateurs. Le noyau donne à la membrane un mouvement alternatif ou pulsatif.

Fonctionnement

Phase aspiration

L'excentrique (6) de l'arbre à cames (5) déplace, le bras de levier (4) relié mécaniquement à la membrane (1), celle-ci s'incurve créant une dépression dans la chambre supérieure.

Le carburant venant du réservoir pénètre dans la chambre au travers du clapet anti-retour d'admission.

Phase refoulement

Lorsque l'excentrique (6) s'efface, le ressort (2) repousse la membrane (1) vers le haut. Le carburant est alors chassé au travers du clapet de refoulement (10), pendant ce temps, le clapet d'admission (9) reste fermé.

Ces pompes sont autorégulées, en effet lorsque la pression sur la membrane engendre une force supérieure à la force du ressort, le bras de levier s'immobilise dans une course intermédiaire.

Valeur de pression comprise entre 400g et 700g.

L'entretien se limite au nettoyage du tamis situé sous le couvercle de la pompe et au remplacement des clapets ou de la membrane si celle-ci est coupée ou poreuse. Le tamis de la pompe doit être nettoyé à chaque remplacement des filtres.

ii. Pompe à palette

La pompe de transfert à palettes située dans la tête "hydraulique" des pompes d'injection à distributeur rotatif se compose de deux palettes qui s'emboîtent l'une dans l'autre pour former une "croix". L'ensemble est maintenu dans les rainures d'un rotor. Le rotor entraîne les palettes dans un anneau excentré.

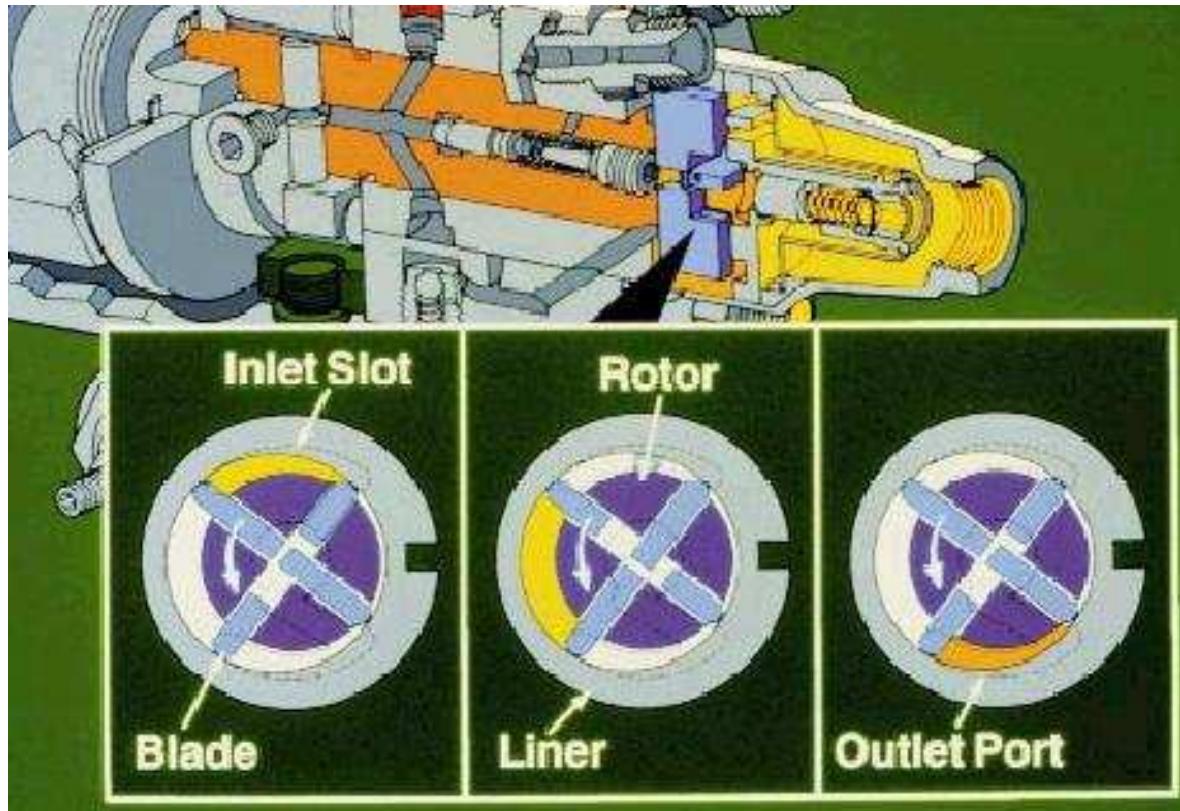


Fig. 34 : pompe à palette

Fonctionnement :

La rotation des palettes dans le stator (sens antihoraire sur la figure) permet l'alimentation de la pompe d'injection sous une pression comprise entre 3 à 9 bars.

Phase alimentation

L'augmentation de volume produit par le déplacement des palettes dans le stator, permet le remplissage à travers la lumière d'aspiration de l'espace compris entre deux palettes.

Phase transfert, mise en pression

Le carburant emprisonné entre deux palettes est transféré vers la lumière de refoulement.

Phase refoulement

La diminution de volume entre le rotor et le stator chasse le carburant vers la lumière de refoulement.

Le débit de la pompe de transfert étant supérieur aux besoins de la pompe d'injection, une grande partie du gasoil retourne à l'aspiration par le limiteur de pression.

iii. Pompe à engrenage

La pompe de transfert à engrenages est généralement entraînée par l'arbre à cames de la pompe d'injection. Elle est constituée d'un pignon menant et d'un pignon mené.

Le débit de la pompe à engrenage dépend de sa cylindrée et de sa vitesse de rotation.

Le débit étant supérieur au besoin du moteur le circuit est équipé d'un limiteur de pression qui est très souvent incorporé dans la pompe.

Le rôle de la pompe est de créer une dépression côté aspiration. Le carburant est ainsi "poussé", à l'intérieur de celle-ci sous l'action de la pression atmosphérique régnant dans le réservoir.

La pompe envoie le carburant par action mécanique du côté refoulement. Elle génère un débit, la pression dans le circuit dépend uniquement des résistances à l'écoulement. (Entre 1,7 à 6 bars)

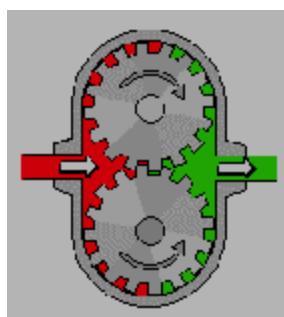


Fig. 35 : Pompe à engrenage

Fonctionnement :

Phase aspiration

Dans leur mouvement de rotation on constate que les dents se désengrènent. Ce cycle permanent provoque une augmentation du volume.

Phase transfert

Le carburant aspiré remplit l'espace constitué par chaque creux de dent. Le mouvement de rotation de l'engrenage transporte le carburant vers l'orifice de refoulement par la périphérie extérieure du train d'engrenages.

Phase refoulement

Dans leur mouvement de rotation, on constate que les dents s'engrènent. Ce cycle permanent provoque dans la zone de refoulement une diminution de volume qui chasse le carburant vers l'orifice de sortie.

L'étanchéité de la chambre de pompage dans le plan radial est réalisée par le faible jeu entre les sommets de pignons et le carter de la pompe. De plus, le contact continu de deux dents nécessaire à la rotation de l'engrenage assure l'étanchéité entre la zone d'aspiration et la zone de refoulement.

iv. Pompe à piston

La pompe d'alimentation de type à piston est la plus employée avec les pompes en lignes ou avec les injecteurs pompes.

Fixée sur le carter de pompe d'injection ou sur le régulateur, elle peut être, soit simple effet, soit double effet.

➤ **La pompe simple effet** se compose d'un carter dans lequel sont logés un piston, un ressort de rappel, un poussoir de commande, un clapet de refoulement, un clapet d'admission et un clapet de transfert. La course "aller" est commandée par l'excentrique de l'arbre à cames de la pompe d'injection. La course "retour" est commandée par le ressort de rappel.

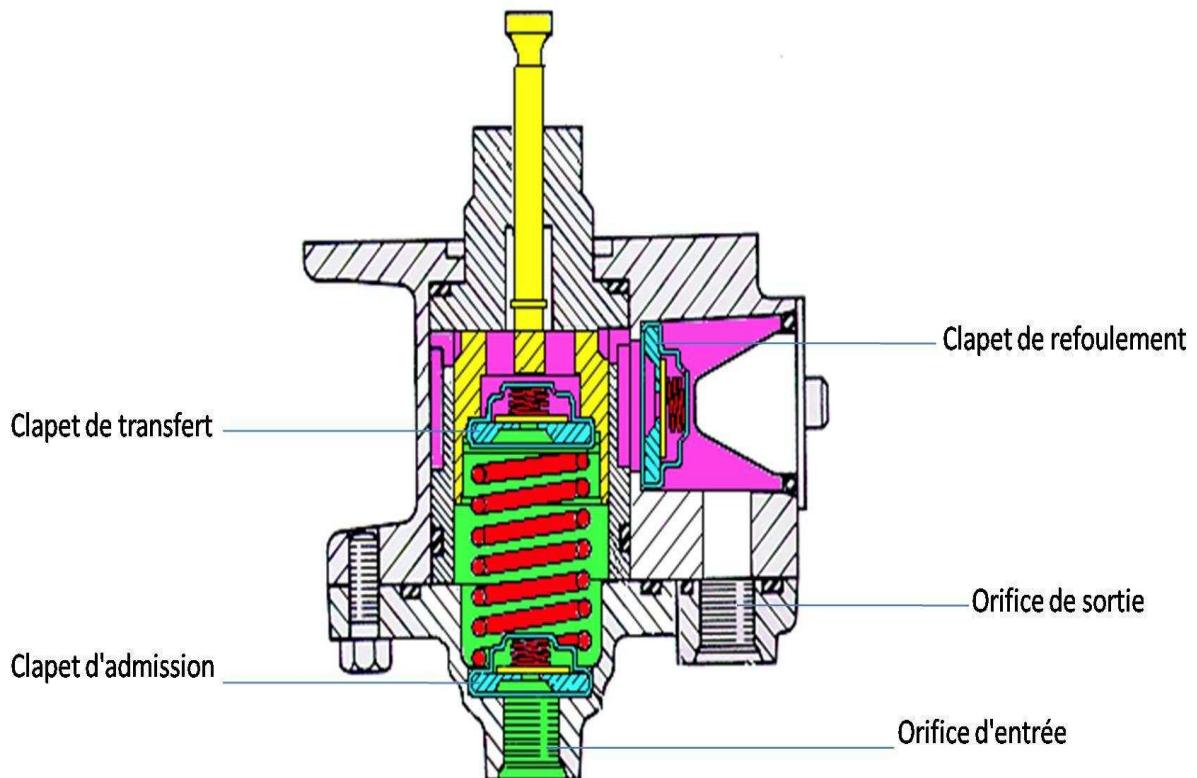


Fig. 36 : Pompe à piston

Fonctionnement de la pompe à simple effet :

Pour ce type de pompe les phases aspiration et refoulement s'effectuent en même temps.

Aspiration et refoulement.

Lorsque l'excentrique de l'arbre à cames (pompe), "s'efface", le piston est repoussé par le ressort. Le carburant est aspiré dans la chambre inférieure (côté ressort), au travers du clapet d'admission. Le clapet de transfert reste fermé. Simultanément, le carburant contenu dans la chambre supérieure traverse le clapet de refoulement de l'orifice de sortie : c'est la phase refoulement.

Transfert.

Lorsque l'excentrique de l'arbre à cames déplace le piston, le clapet d'admission se ferme et le clapet de transfert s'ouvre. Le carburant contenu dans la chambre inférieure (côté ressort), passe dans la chambre supérieure du piston : c'est la phase transfert.

Régulation.

La pompe est autorégulée, en effet quand la pression de refoulement (qui s'exerce sur la surface du piston), atteint une force égale de celle ressort ; Le piston s'immobilise. La valeur de pression de transfert (après le filtre) est comprise entre 1,7 et 3 bars.

- **La pompe de transfert double effet** est constituée de deux pistons, d'un limiteur de pression et de trois clapets

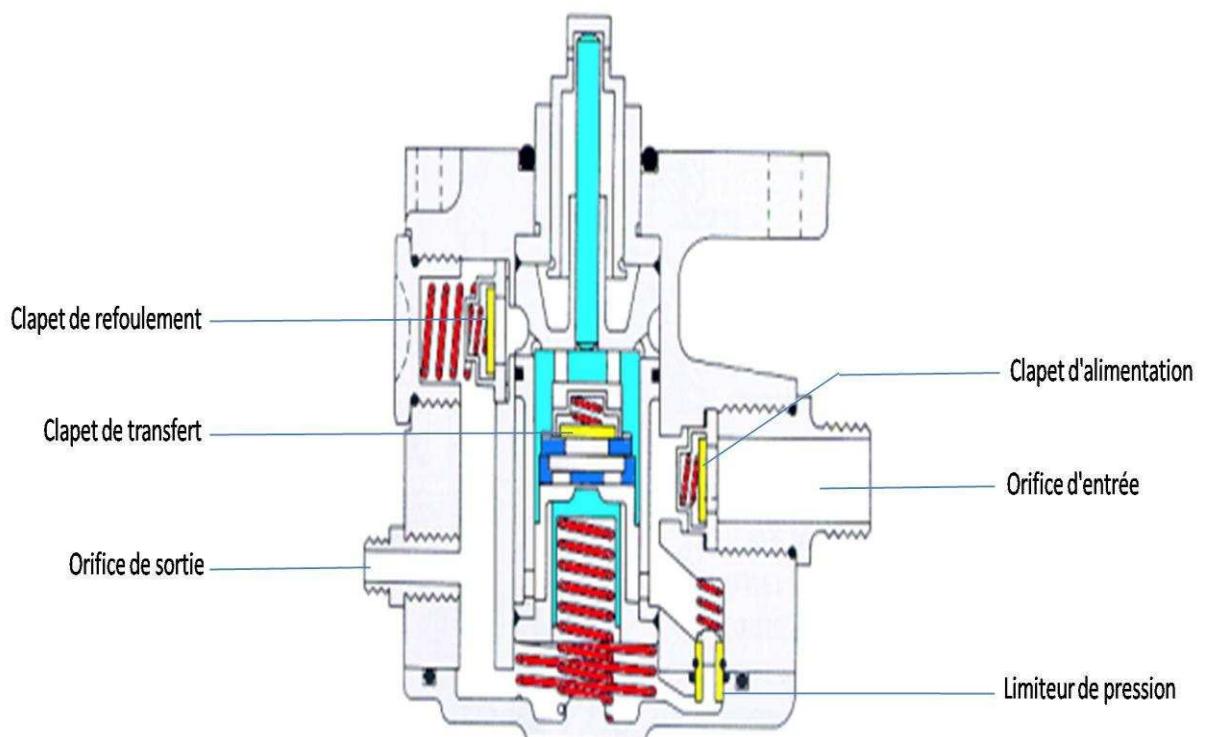


Fig. 37 : Pompe de transfert double effet

Avec ce type de pompe, le déplacement du piston provoque dans chaque course (soit montante soit descendante) une aspiration et un refoulement. Le débit est donc supérieur à celui d'une pompe simple effet.

Fonctionnement :

Phase transfert refoulement.

Lorsque, l'excentrique de l'arbre à cames pousse le poussoir. Les pistons se déplacent contre le ressort. Le clapet d'admission ainsi que le clapet de refoulement restent fermé.

Le carburant situé entre les deux pistons traverse le clapet de transfert et passe dans la chambre supérieure. Simultanément, le petit piston refoule le volume de carburant compris dans la chambre inférieure vers l'orifice de sortie.

Phase aspiration refoulement.

Lorsque, l'excentrique de l'arbre à cames "s'efface". Les pistons se déplacent sous l'action du ressort. Le clapet d'admission ainsi que le clapet de refoulement s'ouvrent.

Le carburant contenu dans la chambre supérieure traverse le clapet de refoulement. Une partie se dirige vers l'orifice de sortie et une partie comble le volume libéré par le petit piston.

Simultanément, la dépression créée dans la chambre inférieure, aspire le carburant par le clapet d'admission.

Le limiteur de pression situé dans la pompe contrôle la pression. Il s'ouvre lorsque la pression de refoulement excède 3 bars.

c. Avantages et inconvénients

- Le circuit d'alimentation par pompe est plus sécurisé par rapport au circuit d'alimentation par gravitation.
- L'utilisation de la pompe d'alimentation peut éviter le désamorçage de la pompe d'injection en interdisant toute entrée d'air.
- L'injection dépend de la rotation du moteur, d'où la variation de pression pendant la phase d'injection.

II.3. Circuit à haute pression à rampe commune

a. Schéma descriptif du circuit haute pression à rampe commune

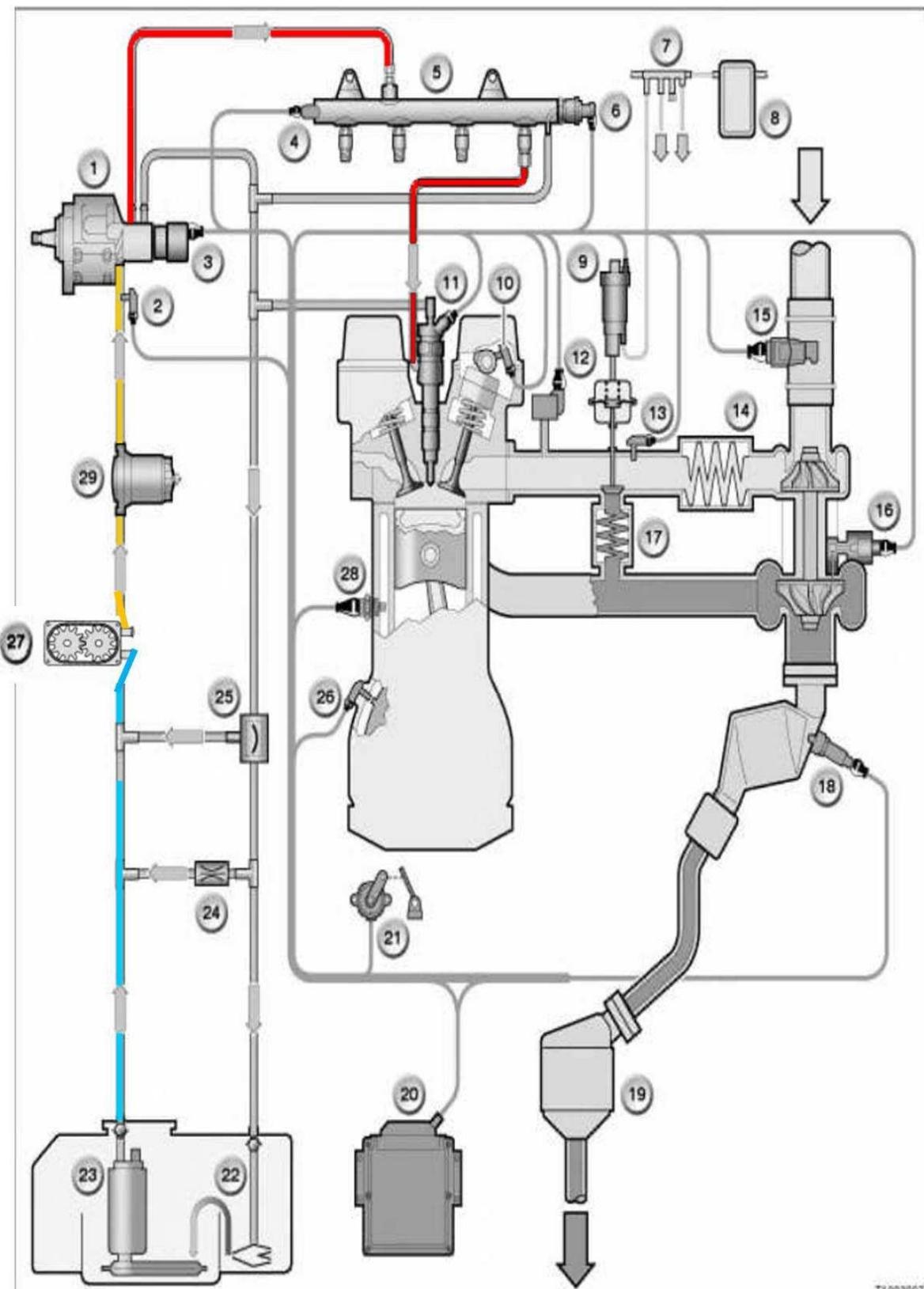


Fig. 38 : circuit d'alimentation à haute pression à rampe commune

- 1 - Pompe haute pression**
- 2 - Sonde de température du carburant**
- 3 - Régulateur de débit**
- 4 - Capteur de pression de rampe**
- 5 - Rampe d'injection**
- 6 - Régulateur de pression de rampe**
- 7 - Répartiteur du circuit d'arrivée de la dépression**
- 8 - Accumulateur à dépression**
- 9 - Convertisseur de pression électropneumatique pour vanne de recirculation des gaz d'échappement**
- 10 - Capteur d'arbre à cames**
- 11 - Injecteur électro-hydraulique**
- 12 - Capteur de pression de suralimentation**
- 13 - Sonde de température de suralimentation**
- 14 - Refroidisseur de suralimentation**
- 15 - Débitmètre massique d'air avec sonde température d'amission d'air intégrée**
- 16 - Actuateur de pression de suralimentation sur turbocompresseur**
- 17 - Refroidisseur de recirculation des gaz d'échappement**
- 18 - Sonde lambda**
- 19 - Silencieux central**
- 20 - Electronique numérique diesel**
- 21 - Module d'accélérateur**
- 22 - Réservoir de carburant avec pompe aspirante**
- 23 - Pompe électrique**
- 24 - Etrangleur pour la conduite de retour**
- 25 - Clapet bilames**

26 - Capteur du vilebrequin

27 - Pompe d'alimentation

28 - Sonde de température du liquide de refroidissement

29 - Filtre à carburant

b. Principe de fonctionnement

i. Circuit basse pression

Avant le lancement du moteur, on appuie sur le bouton de pré-démarrage. Le carburant est amené de la pompe électrique à carburant à l'injecteur via la conduite d'alimentation en carburant, pour alimenter le moteur Diesel jusqu'à ce que la pression au niveau de la pompe électrique dépasse de 1 bar. Durant ce temps, la pompe basse pression n'est pas encore en marche. Quand cette condition est atteinte, on appuie sur le bouton de lancement et le moteur démarre. Quand le moteur atteint une vitesse de 300 à 400 tr/min, la pompe électrique s'arrête et c'est la pompe basse pression qui aspire le carburant du réservoir. Pendant ce temps, le carburant passe par un filtre à carburant équipé d'une vis de purge d'eau pour atteindre la pompe de transfert basse pression. Cette dernière porte la pression du carburant entre 3 à 4 bars. Le carburant passe par l'électrovanne de coupure pour arrivée à la pompe haute pression et le carburant en excès de la pompe haute pression retourne au réservoir via un clapet anti retour.

Le retour des électro-injecteurs se fait par l'intermédiaire d'une canalisation partant de la culasse et allant au côté aspiration de la pompe de transfert.

ii. Circuit haute pression

La pompe haute pression envoie le carburant vers la rampe commune. Le carburant est alors à une pression variable de 700 à 1 400 bars.

Un capteur de pression installé sur la rampe commune surveille en permanence la pression de rampe. Le module Electronique numérique diesel commande le solénoïde de pompe haute pression afin de maintenir la pression nécessaire à l'intérieur de la rampe. Le carburant est disponible en permanence au niveau de chaque électro-injecteur.

Le module ECU détermine la durée d'activation des électro-injecteurs.

Le retour des électro-injecteurs s'effectue par l'intermédiaire d'un canal interne à la culasse et se dirige vers le côté aspiration de la pompe de transfert.

Les tuyaux qui relient la pompe injection vers la rampe commune jusqu'aux injecteurs doivent être résistants et ne pas se déformer sous l'effet de la pression.

c. Avantage et inconvénient

- Comparativement aux systèmes d'injection classiques avec la distribution du moteur, le système d'injection haute pression à rampe commune permet, avec sa rampe d'accumulation, de maintenir constante la pression quels que soient la vitesse du moteur et la quantité de carburant injectée.

➤ Le moteur diesel à rampe commune consomme moins de carburant par rapport au moteur classique car le débit de carburant dont chaque injecteur a besoin et sa durée d'activation est commandé par l'ECU.

➤ Tout le défaut mécanique qui se produit dans le moteur est détecté directement par l'ECU.

➤ Moins d'émissions de fumées

Comparé à une injection mécanique, un moteur à injection électronique émet un niveau de fumée noire nettement inférieur lors des démarriages et des accélérations. Il adapte automatiquement la puissance en fonction de l'altitude.

Les fumées blanches seront considérablement réduites durant le fonctionnement à froid du moteur.

➤ Meilleur contrôle de l'avance à l'injection

Avec les injecteurs pompes mécaniques, l'avance à l'injection est fixe ; elle ne varie donc pas, quelle que soit la charge ou le régime du moteur - les fumées noires et blanches en étaient la conséquence.

Avec l'injection électronique, il est maintenant possible de régler l'avance à l'injection selon :

- la température du moteur
- le régime du moteur
- la charge du moteur

L'avance variable permet au moteur de développer toute sa puissance dans les meilleures conditions selon la situation, d'où un meilleur RENDEMENT.

Chapitre 3 Circuit d'alimentation du moteur d'essai

III.1. Circuit d'alimentation basse pression

a. Réservoir

Le réservoir de gasoil est intégré au milieu du bogie. Les deux côtés de bogie sont réservés pour l'installation de la boîte de batterie et deux réservoirs d'air principaux sont situés sur les deux autres cotés. Sa capacité est de 3200L et le niveau gasoil ne doit pas être inférieur à 800L.

Pour éviter le ballotage du gasoil à l'intérieur de la chambre de carburant, des tôles anti-remous y sont installés. Sur les deux extrémités se trouvent deux manomètres et en bas du réservoir situent les trous de nettoyages.

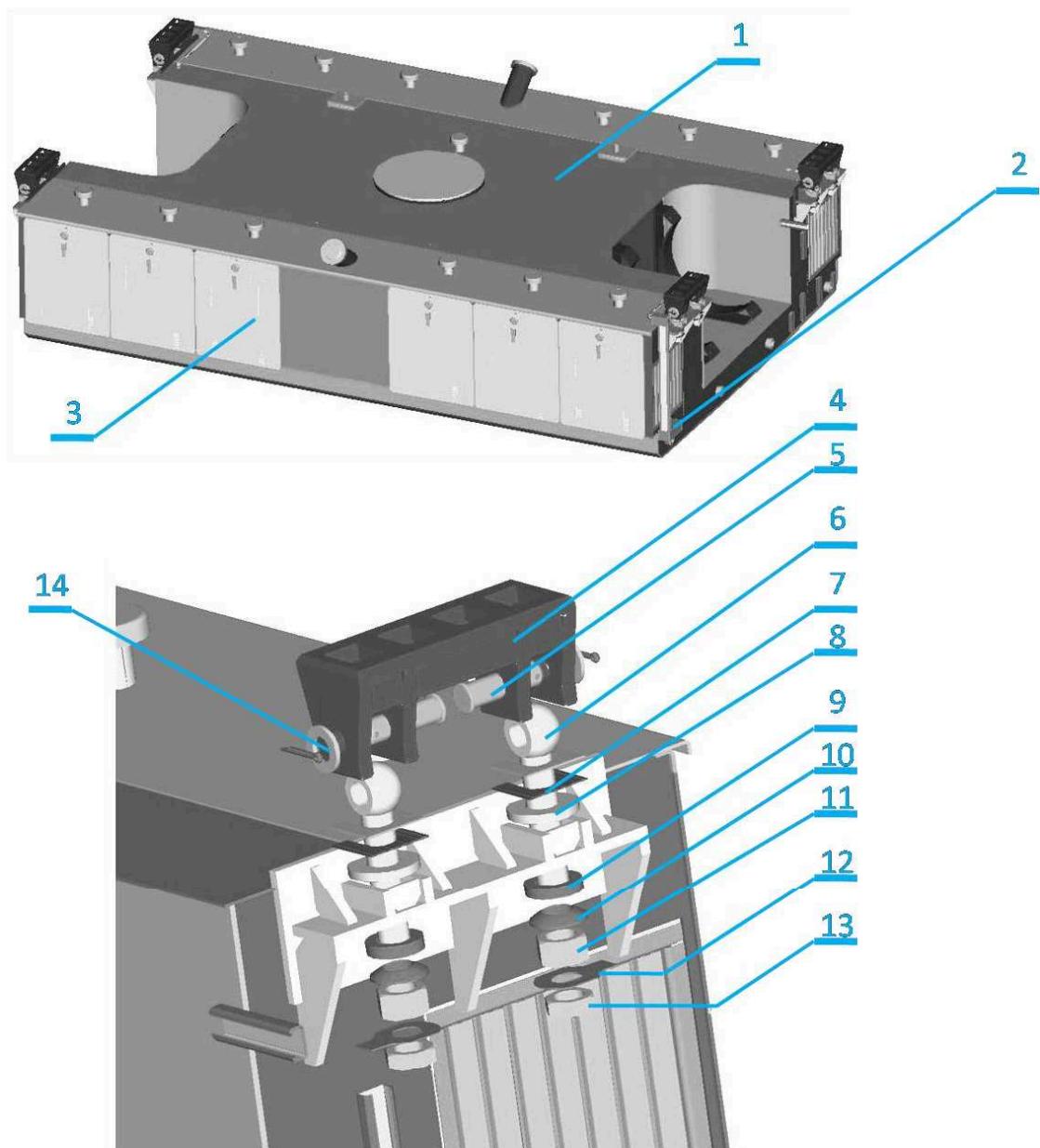


Fig. 39 : Réservoir de la locomotive AD 18

Repère	Désignation	Quantité	Fournisseur
1	Corps de chambre de gazole équipé	1	S.A.R.L. Fuchuan des Equipements ferroviaires de Qingdao
2	Jauge de gazole équipée	2	S.A.R.L. Fuchuan des Equipements ferroviaires de Qingdao
3	Porte équipée	12	S.A.R.L. Fuchuan des Equipements ferroviaires de Qingdao
4	Support de la chambre de gazole	4	CSR Sifang
5	Goupille B30X100	8	CSR Sifang
6	Boulon M36X180	8	CSR Sifang
7	Cale de réglage	48	CSR Sifang
8	Cale épaisse	8	CSR Sifang
9	Rondelle 36	8	CSR Sifang
10	Rondelle 36	8	CSR Sifang
11	Ecrou M36	8	CSR Sifang
12	Cale de blocage	8	CSR Sifang
13	Ecrou M36	8	CSR Sifang
14	Goupille fendue 6X60	8	CSR Sifang

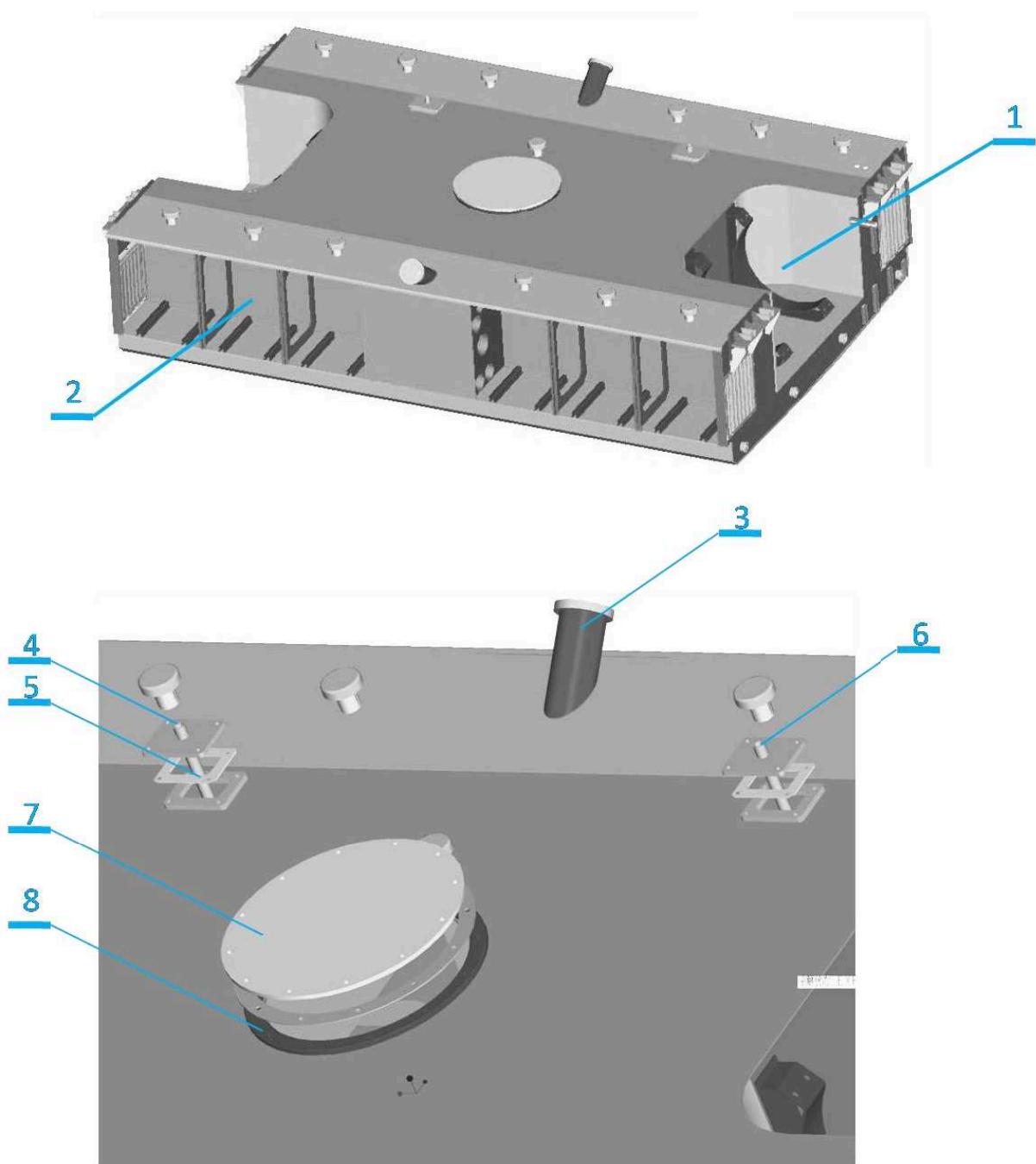


Fig. 28 .1

Repère	Désignation	Quantité	Fournisseur
1	Réservoir d'air	2	S.A.R.L. Fuchuan des Equipements ferroviaires de Qingdao
2	Boite de batterie	12	S.A.R.L. Fuchuan des Equipements ferroviaires de Qingdao

Repère	Désignation	Quantité	Fournisseur
3	Bouchon de remplissage	2	S.A.R.L. Fuchuan des Equipements ferroviaires de Qingdao
4	Orifice d'aspiration d'huile équipée	1	S.A.R.L. Fuchuan des Equipements ferroviaires de Qingdao
5	Cale de l'orifice d'aspiration d'huile	2	S.A.R.L. Fuchuan des Equipements ferroviaires de Qingdao
6	Orifice de retour d'huile	1	S.A.R.L. Fuchuan des Equipements ferroviaires de Qingdao
7	Support du trou de vérification	1	S.A.R.L. Fuchuan des Equipements ferroviaires de Qingdao
8	Cale du trou de vérification	1	S.A.R.L. Fuchuan des Equipements ferroviaires de Qingdao

b. Pré-filtre

L'installation du pré filtre a pour but d'assurer la qualité du carburant dans la pompe d'alimentation. Le pré-filtre doit être remplacé tout les 500 heures.

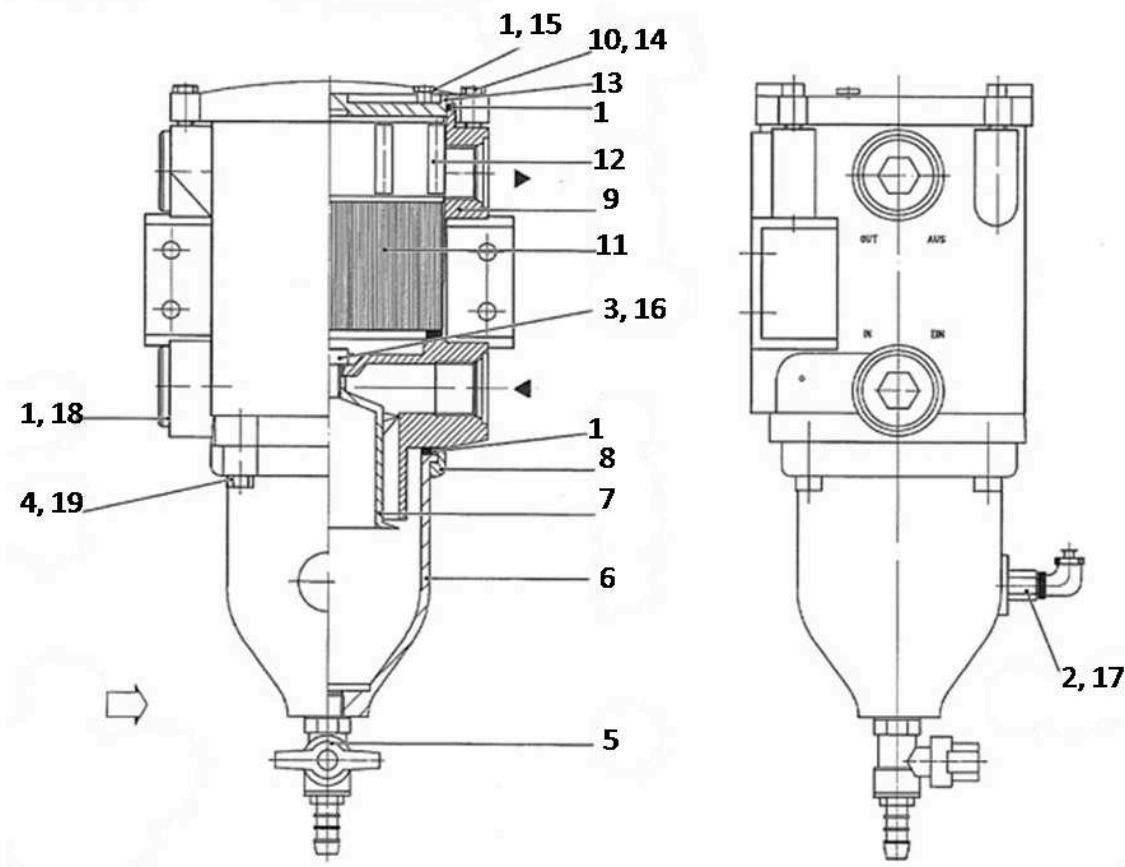


Fig. 40 : pré-filtre

Repère	Désignation	Quantité	Standard
1	Jeu de joints	1	
2	Indicateur de niveau	1	
3	Protection rondelle	1	
4	Rondelle	4	DIN 125
5	Robinet	1	
6	Carter	1	
7	Filtre centrifuge d'huile	1	
8	Support	1	
9	Carter	1	
10	Rondelle	4	DIN 125
11	Cartouche filtrante	1	
12	Support	1	
13	Couvercle	1	
14	Vis	4	DIN 933
15	Vis	1	
16	Vis	1	DIN 933
17	Garniture d'étanchéité	1	
18	Vis de fermeture	2	
19	Vis	4	ISO 4017

c. Pompe d'alimentation

La pompe d'alimentation assure le dosage de la pompe haute pression. La pression de sortie est environ 500 Pa. La pompe d'alimentation du moteur AD 18 est une pompe à engrenage.

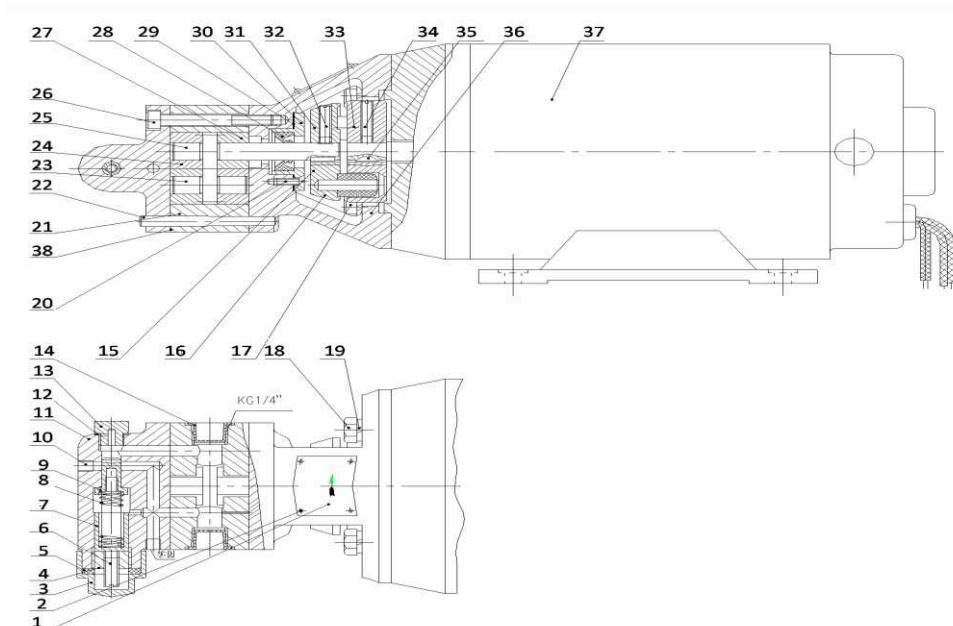


Fig. 41 : pompe d'alimentation

Repère	Désignation	Quantité	Repère	Désignation	Quantité
1	Marquage	1	20	Vis M6X20	3
2	Rivet 1.6X4	4	21	Corps de pompe	1
3	Chapeau	1	22	Goupille D10X28	2
4	Bouchon	1	23	Arbre du pignon mené	1
5	Cale	1	24	Fourreau	4
6	Vis M6X20	1	25	Arbre du pignon menant	1
7	Gaine de pression du ressort	1	26	Vis M6X45	6
8	Ressort	1	27	Fourreau du couvercle avant	1
9	Vanne de régulation de pression	1	28	Joint étanche FB10X22X8	1
10	Bouchon	2	29	Cale δ0.5	1
11	Couvercle arrière	1	30	Support du joint à huile	1
12	Rondelle	1	31	Accouplement d'arbre	1
13	Bouchon d'échappement	1	32	Vis M5X22	1
14	Bouchon anti-poussière KG1/4	2	33	Accouplement d'arbre du moteur	1
15	Clavette plate 5X40	1	34	Vis M5X25	1
16	Goupille 6X65	4	35	Clavette plate 3X10	1
17	Gaine élastique	4	36	Couvercle avant	1
18	Boulon M8X60	4	37	Moteur de courant continu S661IJ	1
19	Rondelle 10	4	38	Cale	2

d. Filtre carburant

Le filtre à carburant est placé entre la pompe basse pression et la pompe haute pression. La société MADARAIL exige le changement du filtre à carburant tout les 500 heures.

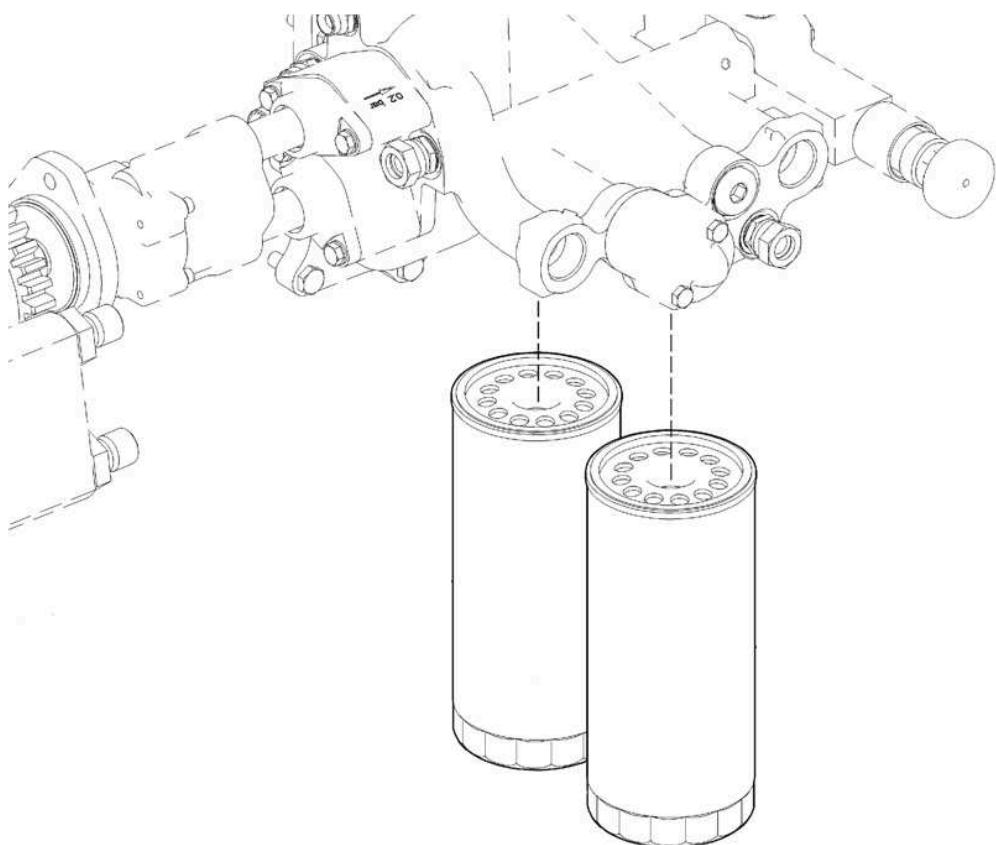


Fig. 42 : *filtre carburant*

Caractéristiques

Diamètre des trous du tamis	30 µm
Surface du tamis	4700 cm ²
débit	40 l/mn
Viscosité maximum	29 mm ² /s
Température	-40°C – 80°C

e. Conduite de carburant basse pression :

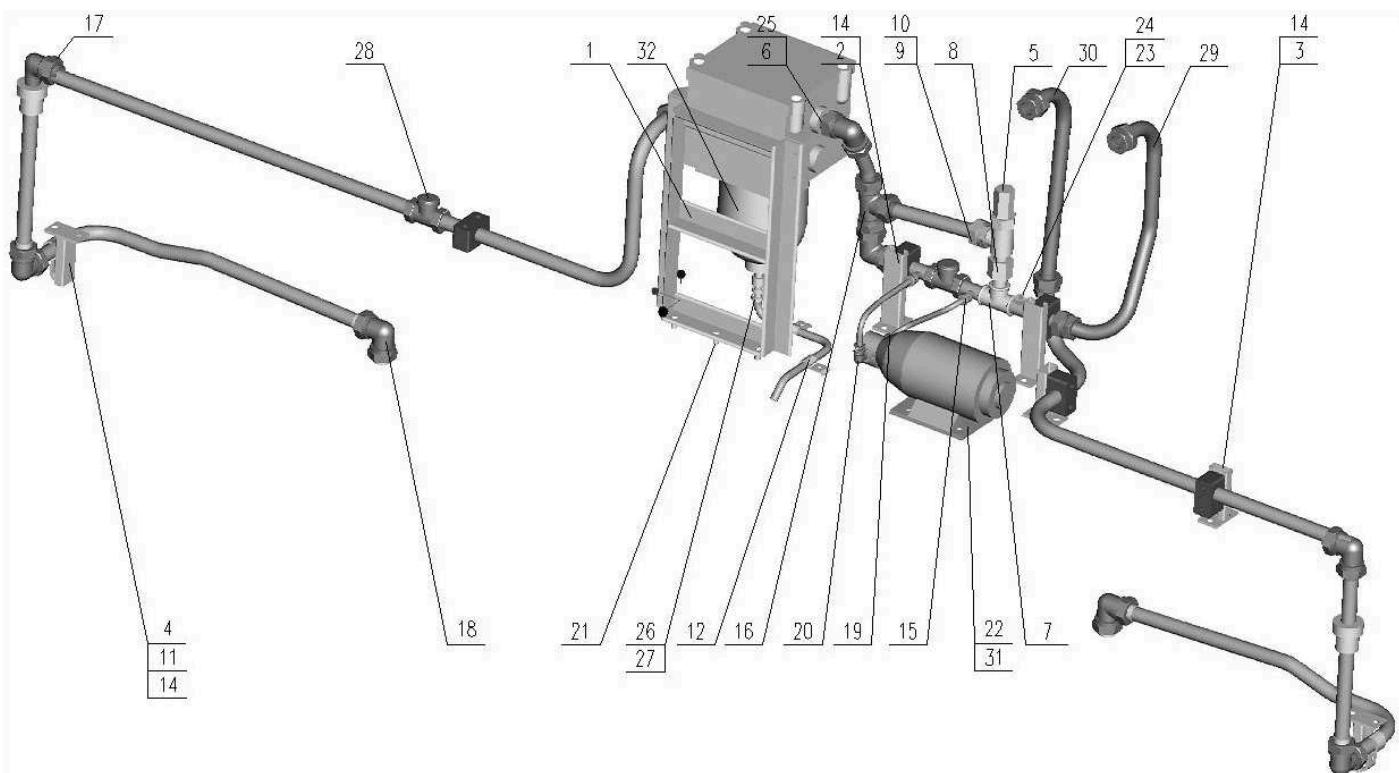


Fig. 43 : Conduite de carburant basse pression

N°	Désignation	Quantité	Fournisseur
1	Support montage du séparateur d'huile et d'eau équipé	1	CSR Sifang
2	Support de collier équipé (I)	2	CSR Sifang
3	Support de collier équipé (II)	2	CSR Sifang
4	Support de collier équipé (III)	2	CSR Sifang
5	Vanne de régulation de pression équipée	1	CSR Sifang
6	Raccord fileté droit de tuyau	2	CSR Sifang
7	Té DN20	1	CSR Sifang
8	Raccord de transition	1	CSR Sifang
9	Raccord sphérique DN15S	1	CSR Sifang
10	Ecrou M39X2	1	CSR Sifang

N°	Désignation	Quantité	Fournisseur
11	Mono collier 28	2	CSR Sifang
12	Mono collier 14	2	CSR Sifang
13	Collier 27	5	CSR Sifang
14	Cale anti-rotation M10	20	CSR Sifang
15	Raccord sphérique de tuyau de GDN6	2	CSR Sifang
16	Raccord té de tuyau de DN20	1	S.A.R.L. Tielong Hengtong des Equipements de Véhicule de Beijing
17	Raccord fileté courbé conique de tuyau de DN20 de BSPT	1	S.A.R.L. Tielong Hengtong des Equipements de Véhicule de Beijing
18	Raccord courbé de tuyau de DN20	8	S.A.R.L. Tielong Hengtong des Equipements de Véhicule de Beijing
19	Raccord fileté conique de tuyau de DN6 de BSPT	1	S.A.R.L. Tielong Hengtong des Equipements de Véhicule de Beijing
20	Raccord fileté courbé conique de tuyau de DN6 de BSPT	1	S.A.R.L. Tielong Hengtong des Equipements de Véhicule de Beijing
21	Boulon M10X20	3	CSR Sifang
22	Boulon M6X16	6	CSR Sifang
23	Bouchon à six pans creux M14X1.5	1	CSR Sifang
24	Rondelle en cuivre 14X20	1	CSR Sifang
25	Bague O de 28X3.55-G-S	2	CSR Sifang
26	Tube souple en PVC 18X2 (transparent)	0.06m	CSR Sifang
27	Bride O de marque Jinbei	2	CSR Sifang
28	Valve DN20 anti-retour en acier inox avec filet interne	2	S.A.R.L. Songding des Valves de Wuxi
29	Flexible d'alimentation huile équipée du diesel	1	Usine Huanwang des Pièces étanches spéciales de Jiangyan

N°	Désignation	Quantité	Fournisseur
30	Flexible de retour huile équipée du diesel	1	Usine Huanwang des Pièces étanches spéciales de Jiangyan
31	Séparateur d'huile et d'eau	1	S.A.R.L. MTU HONGKONG
32	Groupe moteur de la pompe gasoil	1	Usine Nankou des équipements mécaniques des locomotives.

III.2. Circuit d'alimentation haute pression

a. Pompe haute pression

La pompe haute pression alimente la rampe commune, le débit est bien lié à la vitesse du moteur, toute la haute pression sera dirigée vers la rampe commune, elle sera ensuite régulée par un régulateur de pression intégré en bout de rampe.

La pompe haute pression refoule le carburant avec une pression environ 1800 bar.

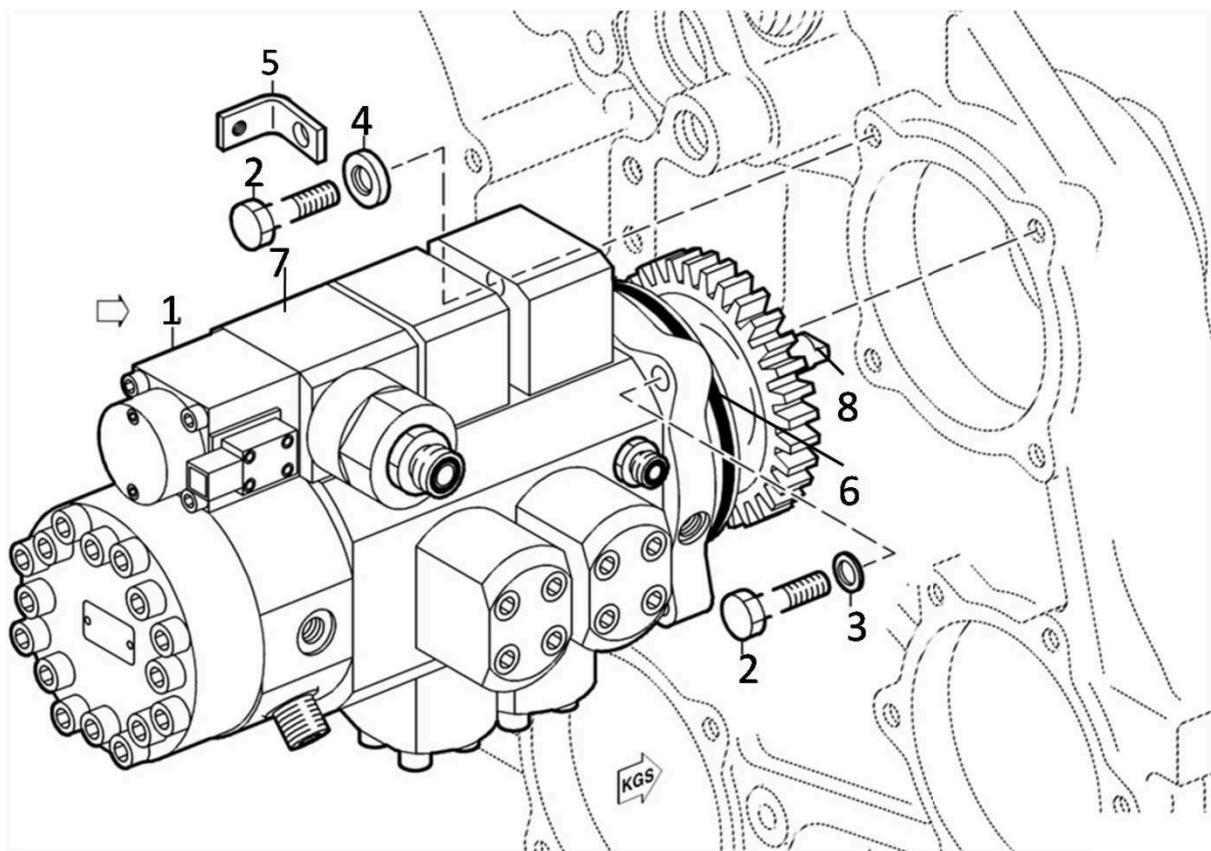


Fig. 44 : pompe haute pression

Repère	Désignation	Quantité	Dimensions	Norme
1	Solénoïde	1		
2	Vis hexagonale	4	M 12 X 50	DIN 933
3	Rondelle	1	13	DIN 433
4	Rondelle	2	A 12,5	MTN 5151
5	Support	1		
6	Joint torique	1	130 X 5	MMN 429
7	Bloc de commande	1	MIT CANNON STECKER	
8	Pièce intermédiaire	1		

b. Rampe commune

Il s'agit d'un tube de forte épaisseur pouvant résister à de très hautes pressions, portant à ses extrémités le capteur de pression et le régulateur de pression. Ce dernier reçoit et stocke le gazole haute pression en provenance de la pompe, il alimente en permanence les injecteurs toujours sous pression. Cette pression est régulée par le régulateur qui est commandé par le boîtier électronique selon une cartographie en mémoire.

Remarque : une cartographie est un ensemble de données mis en mémoire dans le calculateur qui sert de référence à celui-ci pour commander le régulateur de façon optimal, c'est le "logiciel" du calculateur.

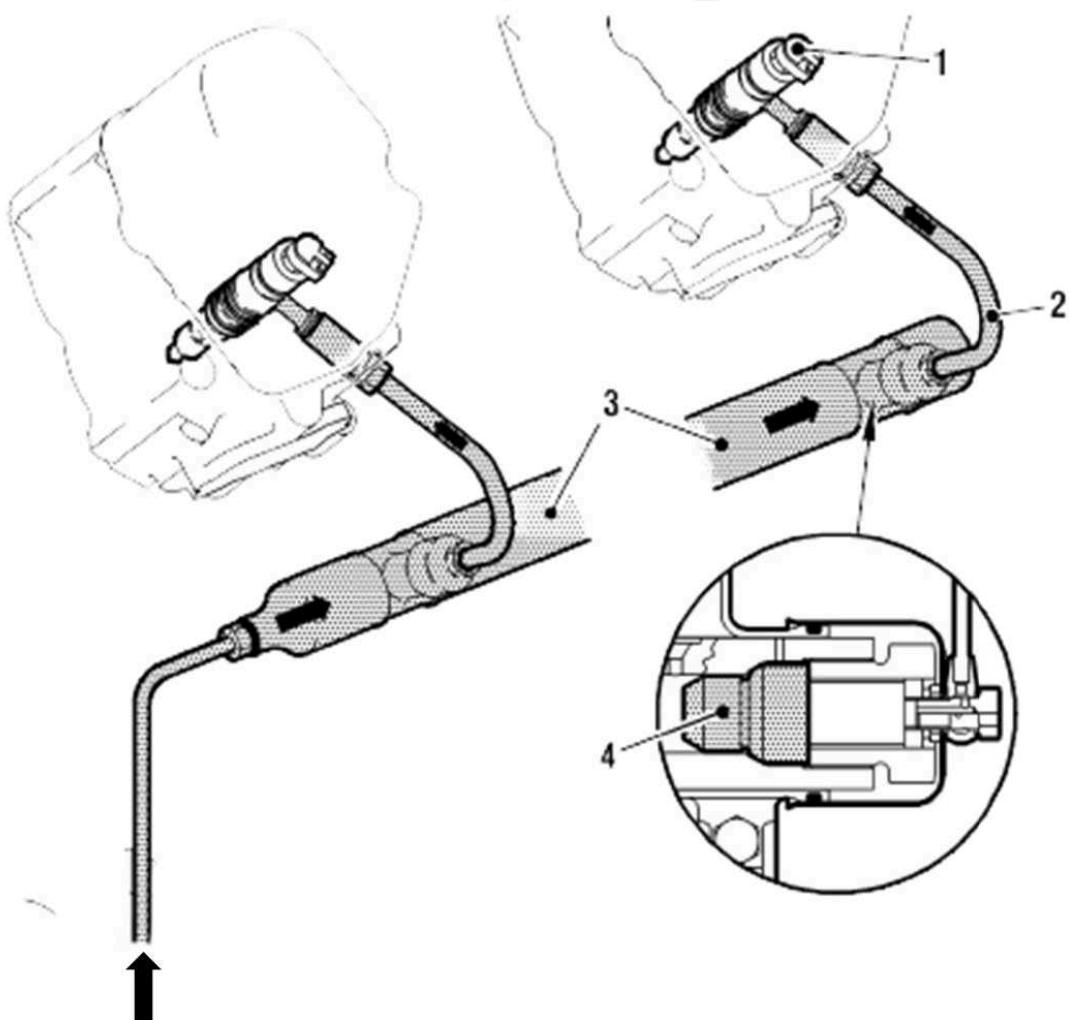


Fig. 45 : rampe commune

1 Injecteur

2 conduite de carburant haute pression

3 Rampe commune

4 Valve de décompression

c. ECU (Engine Control Unit)

L'ECU est le centre de commande du moteur. Comme cerveau du moteur, il assure la gestion du moteur. L'ECU permet l'interaction précise des principaux systèmes du moteur comprenant : les principales technologies d'injection, le turbocompresseur, le recyclage du gaz d'échappement qui affecte la consommation du moteur et les niveaux d'émission des gaz polluant. Ceci signifie que le système électronique est la clef du développement de la technologie du moteur.

La formation des émissions nocives est considérablement réduite par des modifications internes du processus de combustion du moteur. Pour les limites rigoureuses d'émission de gaz polluant, MTU combine ces dernières mesures avec des systèmes de traitement d'échappement comme l'utilisation du système de thyristor et du filtre particulière diesel.

Pour assurer que le moteur reste économique et puissant, MTU incorpore les circuits de commande qui permet au système de comparer les lectures obtenues à partir des sondes et les capteurs avec les arrangements de cible pour le moteur.

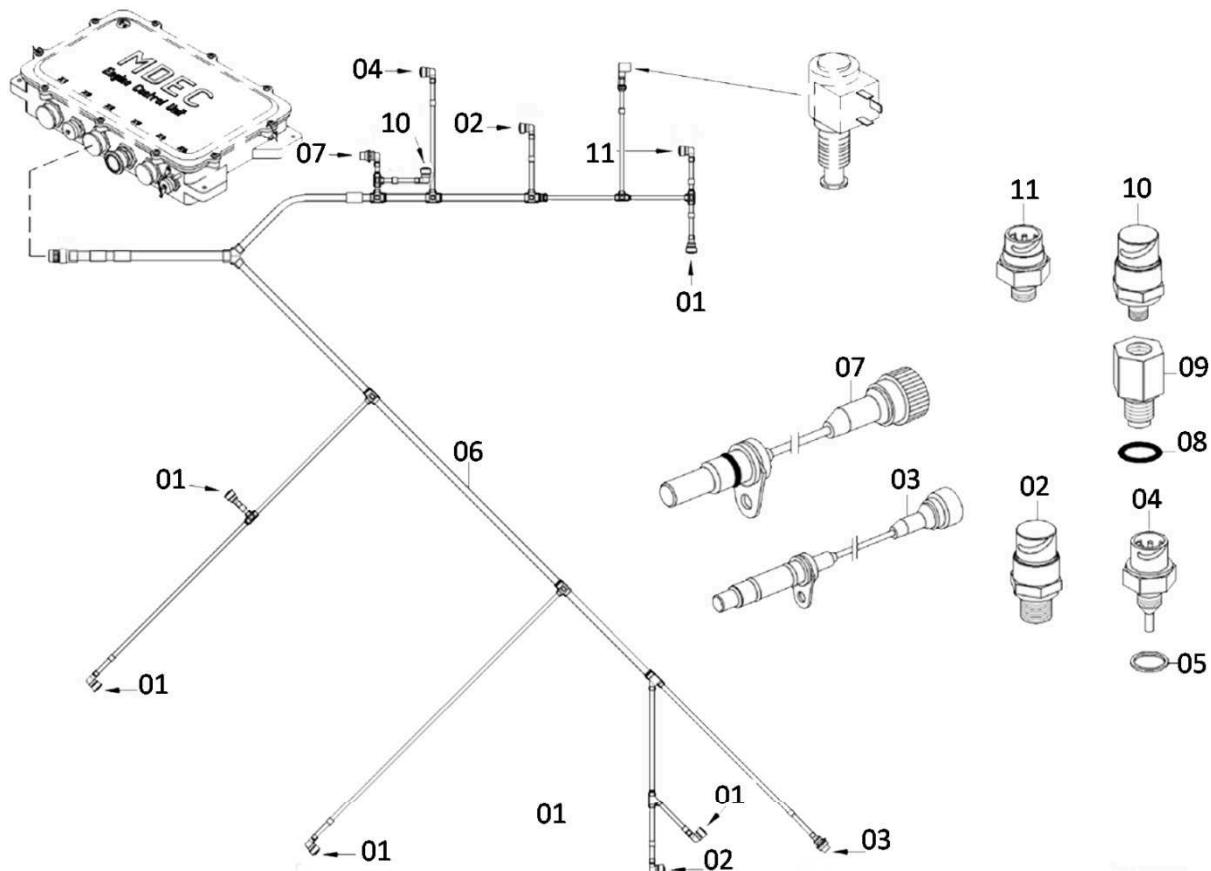


Fig. 46 : ECU

Repère	Désignation	quantité	Dimension
1	Capteur de température	6	M14x1,5 ; - 40/+150 C
2	Capteur de pression	2	M18x1,5 ; - 5 BAR_ABSOL
3	Capteur de vitesse	1	D = 19 x 60 KABELL = 700MM
4	Contrôleur de niveau	1	
5	Bague d'étanchéité	1	A 18 x 22
6	Câble	1	

7	Capteur de vitesse	1	D = 19 x 60 KABELL = 200MM
8	Joint torique	1	11,3 x 2,2 – M14x15
9	Douille	1	
10	Capteur de pression	1	G1/4''A ; L = 64
11	Capteur de pression	1	M14x1,5 ; +/-70MBAR_RELAT

d. Injecteur

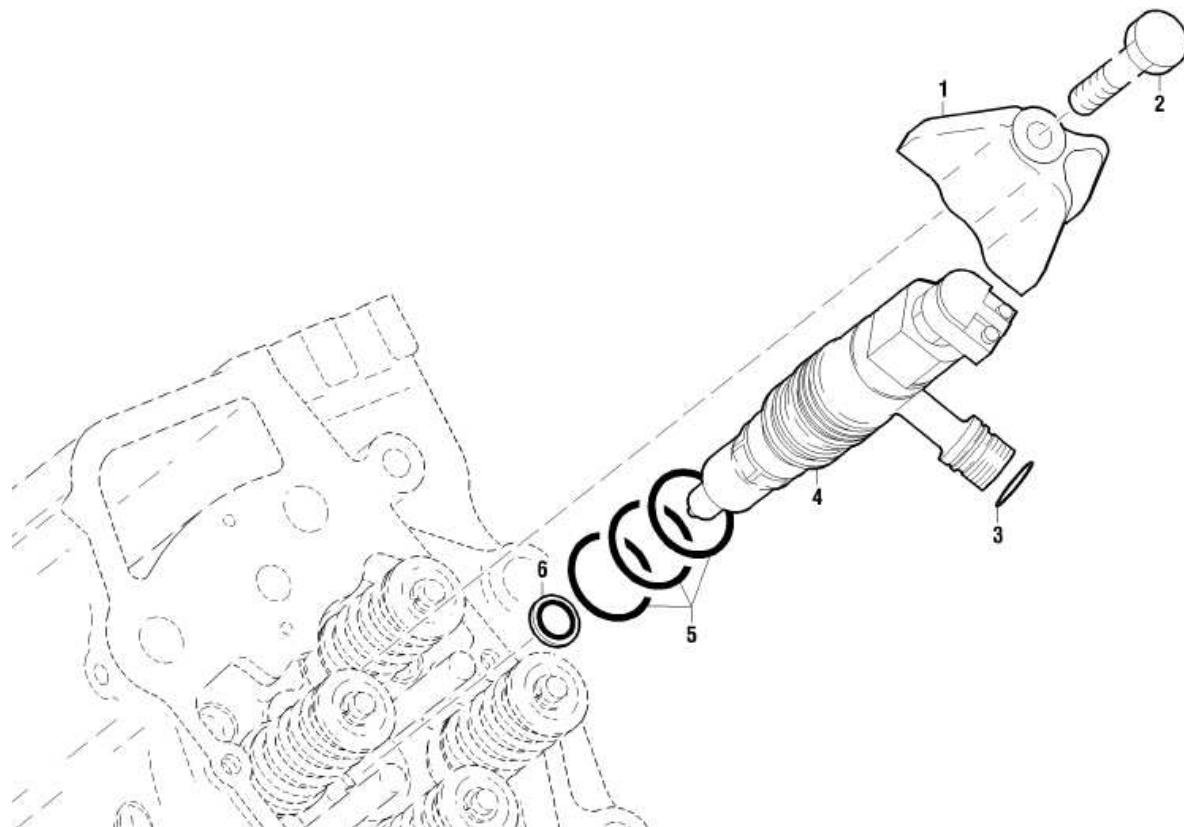


Fig. 47 : injecteur du moteur d'essai

Repère	Désignation	Quantité	Dimensions	Norme
1	bride de serrage	1		
2	Vis hexagonale	1	M 12 x 100	DIN 933
3	Joint torique	1	21 x 2	MMN 429
4	Vanne d'injection	3		
5	Joint torique	3	38,5 x 3,7	MNH 429
6	Bague d'étanchéité	1		

e. Conduite de carburant haute pression

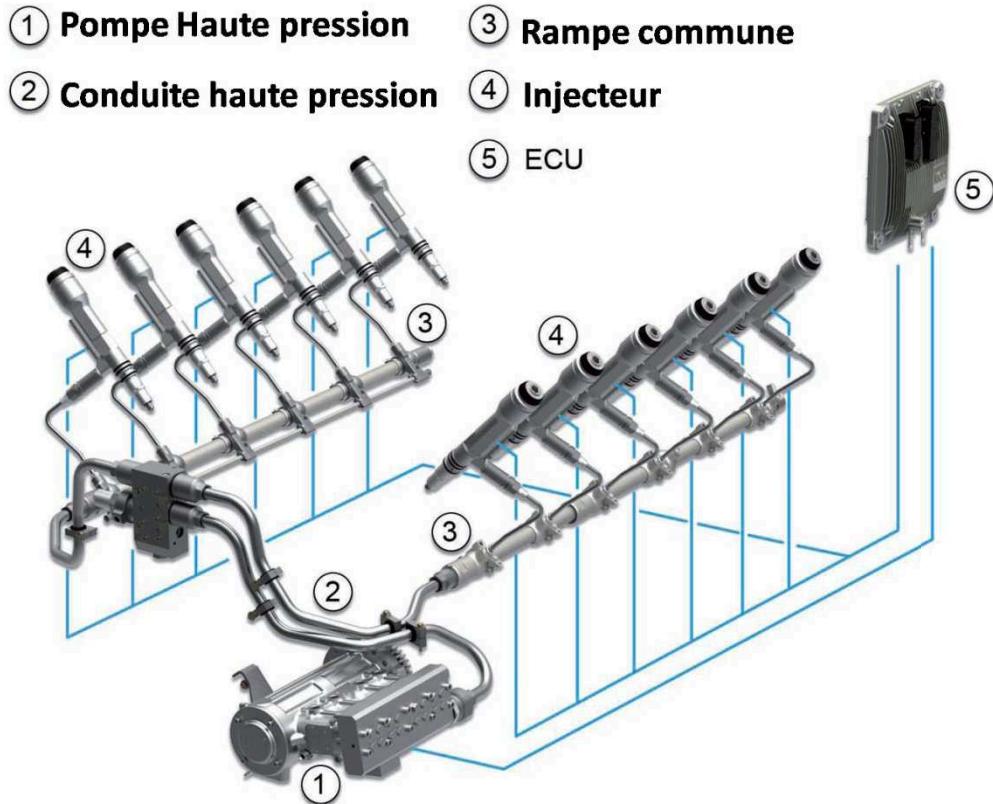


Fig. 48 : conduite de carburant haute pression

III.3. Circuit de retour

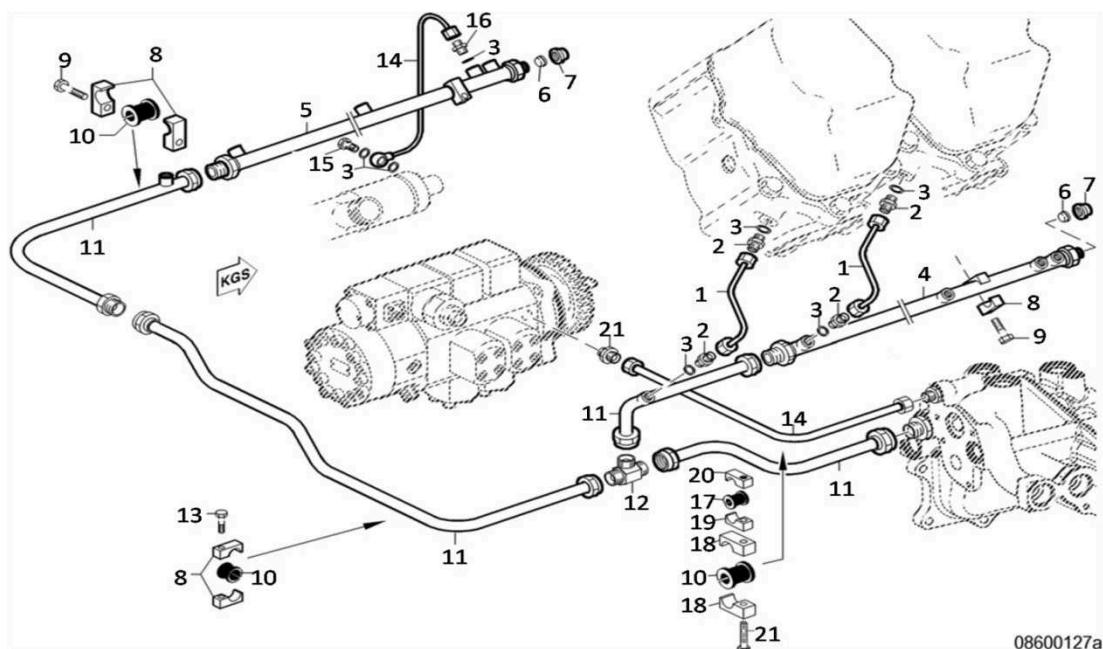


Fig. 49 : circuit de retour

Repère	Désignation	Quantité	Dimension	Norme
1	Conduite combustible	12		
2	Raccord double	24	4	N 15006
3	Bague d'étanchéité	27	A 12 x 15,5	DIN 7603
4	Collecteur de combustible droite	1		
5	Collecteur de combustible gauche	1		
6	cône de fermeture	2	10	MBN15005
7	Ecrou de fermeture	2	M 16 x 1,5	MTN5028
8	Demi-collier tuyau	20	1/1 D11 – 22	MMN 325
9	Vis hexagonale	9	M 10 x 45	DIN 933
10	Gaine	6	18	MMN 327
11	Conduite de retour de combustible	3		
12	Pièce en T	1		
13	Vis hexagonale	2	M 10 x 75	DIN 931
14	Conduite de retour de combustible	2		
15	Vis creuse	1	A 6	MMN 223
16	Tubulure	1	6	N 15013
17	Gaine	1	12	MMN 327
18	Demi-collier tuyau	2	1/1 D9 – 22	MMN 325
19	Demi-collier tuyau	1	1/1 D9 – 18	MMN 325
20	Demi-collier tuyau	2	1/1 G8 – 18	MMN 325
21	Vis hexagonale	1	M 8 x 60	ISO 4017
22	Visserie	1	12M 16 x 1,5	MTN 5211

III.4. Mode de fonctionnement

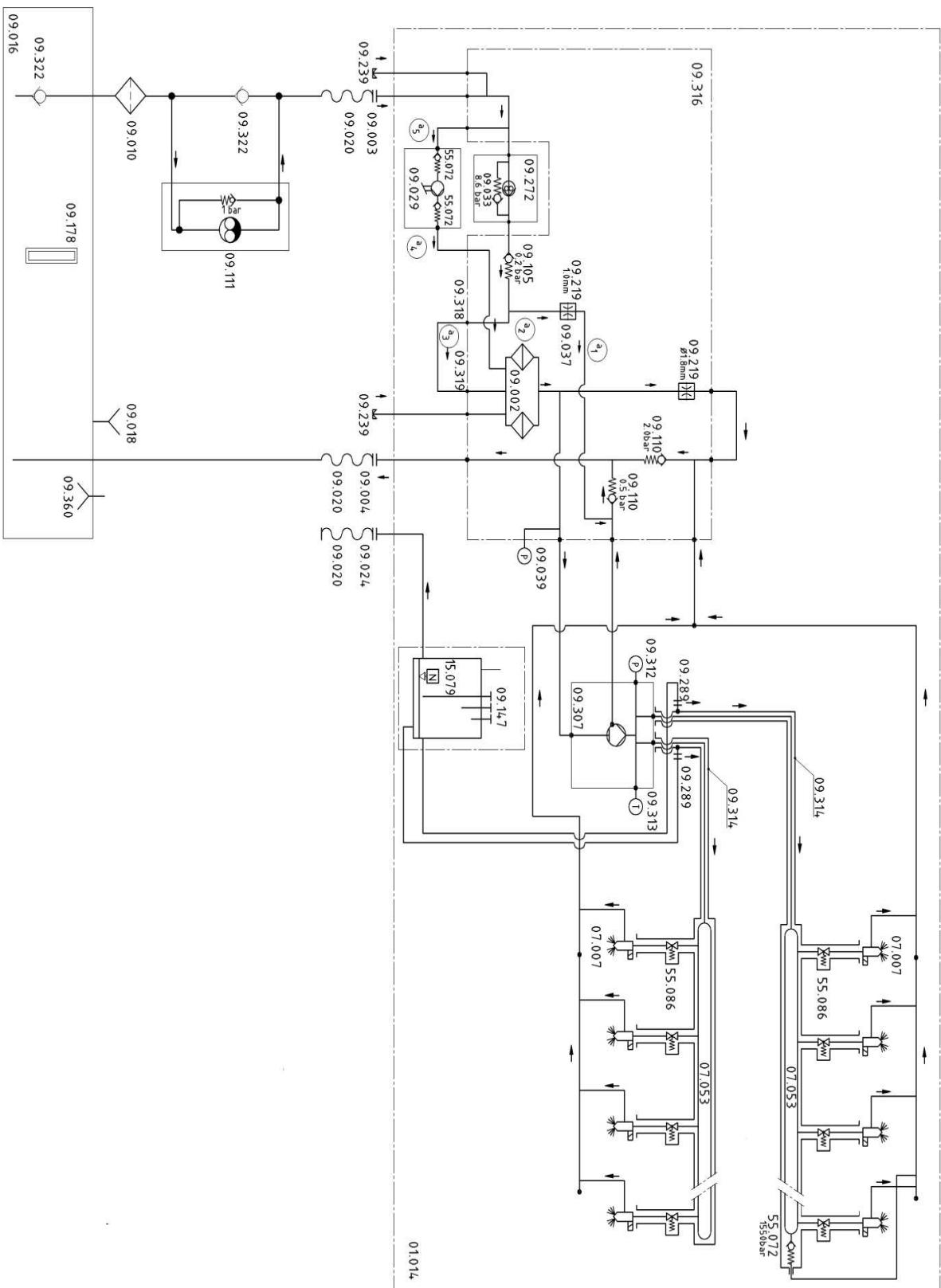


Fig.50 : fonctionnement du circuit d'alimentation AD18

REP	DESIGNATION
55.086	limiteur de pression de carburant
55.072	valve de décompression
15.079	commutateur de flotteur, moniteur de niveau
09.360	passage de carburant au réservoir de carburant
09.322	aileron de non-retour (sans ressort)
09.319	raccordement, retour de pré-filtre de carburant
09.318	raccordement, fourniture au pré-filtre de carburant
09.316	Chambre de distribution de carburant
09.314	douille de veste
09.313	poste de mesure, la température de carburant après pompe HP
09.312	poste de mesure, la pression de carburant après pompe HP
09.307	Pompe haute pression
09.289	raccordement, retour de fuite de carburant
09.272	valve de décompression de pompe de livraison de carburant (pompe d'alimentation basse pression)
09.239	raccordement de remplisseur de carburant
09.219	détendeur de carburant
09.178	verre de vue
09.147	réservoir de fuite carburant
09.111	Pompe électrique
09.110	soupape de trop-plein
09.105	soupape auto-retour
09.039	le poste de mesure, HP se remplissent de combustible après le filtre
09.037	passage de carburant
09.033	clapet de dérivation, pompe de livraison de carburant
09.029	pompe à main de carburant
09.024	raccordement, retour de fuite carburant
09.020	raccordement flexible, carburant
09.018	goulotte, réservoir de carburant
09.016	réservoir de carburant
09.010	Pré-filtre de carburant
09.004	raccordement, carburant de moteur
09.003	raccordement, carburant au moteur
09.002	filtre de carburant
07.053	Accumulateur de HP
07.007	bec d'injection
01.014	12V4000R41

Toutes les pipes doit être détartrer et marinées avant l'installation

Chaque interface du moteur doit être équipée vers le haut du raccordement de pipe flexible (tuyaux 09,020)

Les diamètres des pipes doivent être assez grands ainsi la pression de prise de livraison de la pompe en 09,003 ne tombe pas au-dessous de la pression permise -0,3 bar et ne doit pas

augmenté au-dessus de la pression 1,5bar. Le retour de raccordement du moteur en 09,004 peut excéder 0,5 bar.

Démarrage du moteur

Lors de démarrage de moteur diesel, la batterie alimente le moteur du courant continu qui entraîne le moteur diesel par la boîte de transmission auxiliaire et l'arbre à cardan.

Le système de combustible' équipé d'une pompe de démarrage (pompe électrique), refoule le carburant dans le moteur diesel lors de son démarrage, et elle s'arrête quand le moteur est en fonctionnement normal (vitesse : 300 à 400 tour/mn). Le carburant qui alimente le moteur est donc aspiré par la pompe combustible. La sortie de la pompe de combustible est équipée d'une vanne de pression de 120KPa afin de régler la pression de tout le système de combustible. Un séparateur d'huile et d'eau, qui possède une fonction de filtrage, s'installe sur le système de combustible. Le réservoir de carburant se trouve en dessous de la caisse, est en système de collecteur.

Pour mesurer la pression dissipée par la pompe basse pression, un capteur de pression est installé

III.5. Conclusion

L'évolution du moteur diesel nous a conduits au moteur diesel à commande électrique à rampe commune. La précision dans chaque élément du circuit d'alimentation est la cause du grand avantage économique et puissance de ce moteur par rapport aux moteurs classiques.

PARTIE III

ETUDE SPECIFIQUE DU CARBURANT ET COMBURANT DU MOTEUR DIESEL

Chapitre 1 Etude sur les combustibles utilisés dans le moteur diesel

I.1. Combustible

a. Généralité

Les moteurs diesel peuvent utiliser tous les combustibles qu'il est possible d'injecter dans les cylindres.

- Huiles de goudron ;
- Huiles végétales ;
- Huiles animales ;
- Fuel-oil et gasoil.

Le moteur primitif devait fonctionner au charbon pulvérisé et l'on a fait des recherches et des essais dans cette voie afin d'éliminer les grosses difficultés : injection, évacuation des cendres et usure des cylindres.

b. Définition

i. Combustible

Un combustible est une matière qui, en présence d'oxygène et d'énergie, peut se combiner à l'oxygène (qui sert de comburant) dans une réaction chimique générant de la chaleur : la combustion.

ii. Carburant

Un carburant est un combustible qui alimente un moteur à combustion interne.

- Formule brute de l'Essence : $C_7 H_{16}$
- Formule brute du gasoil : $C_{21} H_{44}$

iii. L'air :

L'air est un mélange gazeux et respirable, qui constitue l'atmosphère terrestre et qui est indispensable à la vie animale et végétale. L'air a une composition constante :

21 % d'oxygène,

78 % d'azote,

1 % de gaz rares (essentiellement de l'argon)

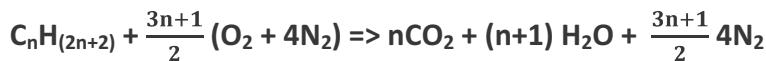
iv. La combustion

La combustion est une réaction exothermique dégageant de la chaleur entre de l'air et certaines substances (solides, liquides ou gazeuse) dites combustibles, l'air étant le comburant.

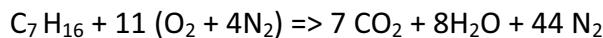
Les différents types ou aspects de combustion

- **Combustion complète** : air en quantité suffisante pour entretenir la combustion, il ya un dégagement de CO₂ (dioxyde de carbone)
- **Combustion incomplète** : La combustion incomplète a lieu quand la quantité de comburant est insuffisante pour permettre la réaction complète du combustible ou lorsque le temps de contact, à une température rendant la combustion possible, est trop faible. Elle produit des résidus de combustion, sous forme de cendres qui émettent des fumées : certains composés, tels que monoxyde de carbone (gaz mortel), particules de carbone pur (suie, goudron, cendres), oxydes d'azote, hydrocarbures (du benzène cancérogène par exemple) sont très toxiques pour l'homme et pour l'environnement
- **Combustion lente** : c'est une réaction se réalisant à des températures peu élevées. On peu cité le cas de la respiration cellulaire : cette lenteur due à des enzymes spécifiques permettent d'augmenter les réactions d'oxydoréduction et ainsi d'obtenir un très bon rendement par récupération d'une grande partie de l'énergie.
- **Combustion spontanée** : On parle de combustion spontanée d'un corps quand celui-ci prend feu sans qu'il soit enflammé. Par exemple l'huile végétale a une température de combustion spontanée de 450 degrés Celsius, et le papier de 233 degrés Celsius, températures auxquelles ils s'enflamme.
- **Combustion vive** : elle se traduit par une flamme voire une explosion. Exemple : feu dans la cheminée
- **Combustion très vive ou instantanée** : elle est une forme de combustion au cours de laquelle de grandes quantités de chaleur et d'énergie sous forme de lumière sont relâchées, donnant naissance au feu. Exemples : déflagration ou détonation.

c. Equation bilan



➤ Essence



Calcul masse molaire

$$M(C) = 12 \text{ g/mol} ; M(H) = 1 \text{ g/mol} ; M(N) = 14 \text{ g/mol} ;$$

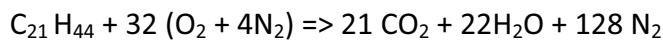
$$M(O) = 16 \text{ g/mol}$$

$$M[C_7H_{16}] = 12 \times 7 + 1 \times 16 = 100 \text{ g/mol}$$

$$M[11(O_2 + 4N_2)] = 11(16 \times 2 + 4 \times 2 \times 14) = 1584 \text{ g/mol}$$

D'après ce calcul, voyons que : 100 g d'essence nécessite 1584 g d'air, ça veut dire que 1 g d'essence nécessite 15,84 g d'air pour favoriser la combustion

➤ Gasoil



Calcul masse molaire

$$M[C_{21}H_{44}] = 12 \times 21 + 44 \times 1 = 296 \text{ g/mol}$$

$$M[32(O_2 + 4N_2)] = 32(16 \times 2 + 4 \times 2 \times 14) = 4608 \text{ g/mol}$$

D'après ce calcul, voyons que : 296 g de gasoil nécessite 4608 g d'air, ça veut dire que 1 g de gasoil nécessite 15,56 g d'air pour favoriser la combustion

I.2. Caractéristiques du combustible:

On appelle caractéristique d'un combustible les dénominations permettant de différencier les combustibles et de choisir les plus appropriées pour l'usage considéré.

Il existe des caractéristiques générales valables pour les combustibles et les lubrifiants et des propriétés particulières aux carburants.

Densité :

La densité est le rapport entre le poids spécifique d'un dm³ de combustible et le poids d'un égal volume d'eau.

Point d'ébullition :

Le point d'ébullition indique le degré de distillation et de volatilité. Plus il sera bas moins il y aura des fumées dans le gaz d'échappement et de ratés d'allumage, car une vaporisation facile favorise la combustion

L'aisé normalisé de distillation (AFNOR) essai officiel, décret du 15 novembre 1935 s'effectue avec le ballon d'Engler. On introduit 100 cm³ des combustibles dans ce ballon que l'on chauffe lentement. Les vapeurs refroidies dans un tube réfrigérant sont recueillies sous la forme liquide (distillat) dans une éprouvette graduée. Le pourcentage en volume de distillats augmente avec la température (gamme de distillation)

Le débit de l'ébullition est marqué par la température (lue au thermomètre) du combustible chauffé à l'apparition de la première goutte de distillat (vers 200°C). La fin de la distillation s'effectue à une température d'environ 370°C (90 % au moins de distillat). Un bon gasoil donne environ 60 % de produits volatils à 300°C.

Point d'éclair :

Le point d'éclair est la température la plus basse où la concentration des vapeurs émises est suffisante pour produire une déflagration au contact d'une flamme ou d'un point chaud, mais insuffisante pour produire la propagation de la combustion en l'absence de la flamme « pilote ».

Point de combustion :

Il indique la température à laquelle le combustible brûle normalement seul, de façon permanente à l'approche d'une flamme ou d'un point en ignition.

Point d'auto-inflammation :

C'est la température minimale à laquelle un combustible s'enflamme spontanément sans que la combustion soit provoquée.

Point de goutte :

Le point de goutte est la température la plus basse à laquelle l'huile s'écoulera encore en forme goutte. Il est donc très légèrement supérieur (+ 3°) au point de congélation et situé suivant les huiles distillées type entre -20° et +2°C. Le gasoil se fige à -18° environ

Pour éviter un mauvais écoulement pendant l'hiver le point de congélation du combustible diesel doit être au moins 6°C au dessous de la température la plus basse rencontrée en cours d'utilisation, car le réchauffage n'est guère possible en raison des difficultés qui pourraient en résulté dans le système d'injection (formation de vapeur, désamorçage de pompes).

Point de congélation :

Le point de congélation est la température plus basse, au dessous de laquelle le carburant ne coule plus.

Conradson sur résidus :

Outre les produits sulfurés et les cendres, les résidus de la combustion comprenne du carbone résiduel (carbone non-brûlé) qui se dépose dans la chambre de combustion ou qui s'échappe avec les gaz brûlés.

Viscosité :

La viscosité est la résistance aux forces qui tendent à mettre le liquide en mouvement.

La viscosité diminue lorsque la température s'élève, mais les variations de viscosité sont inversement proportionnelles aux variations de température. La fluidité est l'inverse de la viscosité.

Deux huiles peuvent avoir la même viscosité pour une température donnée et des viscosités différentes pour d'autres températures.

La viscosité se mesure à l'aide des instruments dont le principe est basé sur des phénomènes physiques :

- Ecoulement dans un tube de faible diamètre ;
- Chute d'une bille dans une colonne de liquide ;
- Torsion d'un fil par la rotation d'un solide de grande surface immergé dans le gasoil.

Tous ces appareils permettent d'évaluer la viscosité, mais avec des unités conventionnelles qui leur sont propres. Il donne des résultats difficilement comparables. Le plus connu est le viscosimètre Engler.

Le degré de viscosité d'Engler E d'une huile à la température t en °C est le rapport du temps d'écoulement de 200 cm³ d'eau à 20 °C dans le même viscosimètre Engler. Le viscosimètre Engler du Gasoil est compris entre 1,3 et 2 à la température de 20 °C.

De la viscosité dépend la grosseur des gouttelettes du jet produit par les injecteurs. Or les émissions de ces gouttelettes déterminent le degré de pulvérisation et leur capacité de « pénétration » dans la chambre de combustion. La viscosité doit être assez faible pour assurer une bonne pulvérisation et un écoulement facile aux basses températures, et suffisante pour lubrifier les organes d'injection.

Impureté : Le gasoil ne doit pas contenir d'eau (< 0,1 %) et de dépôt qui sont à l'origine de la corrosion des différents organes. Les impuretés solides causent des troubles de fonctionnement dans le système d'injection.

- Teneur en soufre : doit être aussi faible que possible (moins de 1%) car en présence d'eau il ya formation d'acide sulfurique qui attaque le cylindre, la culasse et d'autres organes. En outre la vapeur d'eau qui se condense par temps froid pourrait entraîner le soufre jusqu'au carter où il se mélangerait à l'huile de graissage. Tous les organes lubrifiés seraient ainsi menacé de corrosion.
De récentes étude on démontre que l'action corrosive du soufre est négligeable si les températures d'eau et d'huile du moteur sont de voisine de 80°C (on évite ainsi la condensation des vapeurs d'acide sulfurique) : un combustible à 2 % de soufre utilisé à 80°C est moins nocif qu'un combustible à 1 % de soufre utilisé à 50°C.
- Teneur en cendre : c'est le pourcentage de résidu charbonneux restant dans une éprouvette dans laquelle on a fait chauffer un liquide jusqu'à carbonisation. Elles sont constituées par des matières non combustibles très diverses : oxyde de silicium, fer, calcium, aluminium, magnésium. Elles peuvent atteindre 0,05% pour les moteurs lents mais en général, on admet une teneur moyenne de 0,01%.

Les caractéristiques particulières aux combustibles.

- Pouvoir calorifique : c'est la quantité des calories fournies par un kilogramme du combustible lorsqu'il brûle complètement. Il est de : 11 000 Kcal / Kg pour l'essence et de 10 500 Kcal / Kg pour le gasoil.
- Indice de cétane : pour un combustible à étudié, c'est le pourcentage de cétane contenue dans un mélange qui produit le même délai d'allumage que le combustible

essayé (elle agit sur le délai d'allumage qui doit être aussi court que possible pour éviter un « cognement » trop intense).

- Indice de neutralisation : on détermine cette teneur par lessivage de l'huile dans de l'alcool chaud puis par neutralisation au moyen d'une base d'hydroxyde de potassium. Le nombre de milligramme nécessaire pour neutralisé l'acidité de un gramme d'huile s'appelle l'indice de neutralisation.
- Point d'écoulement : les pompes d'alimentations doivent pouvoir distribuer le gasoil dans la canalisation d'un moteur malgré la variation de température saisonnière. Elle désigne le point de congélation maximum (-10°C)

I.3. Caractéristiques du gasoil

Le gazole ou diesel ou gas-oil, ou encore gasoil, est un carburant pour moteur Diesel. Physiquement, c'est un fioul léger et réglementairement, issu de la distillation du pétrole brut. Cette distillation donne :

- De 50° à 150°C : l'essence, produit léger (pour moteurs à explosion) ;
- De 150° à 300°C : le pétrole lampant ;
- De 300° à 350°C : le gasoil, produit moyen (pour moteurs diesel)
- Au dessus de 350°C : le fuel-oil, produit lourd, mazout.

Le gasoil a la composition moyenne suivante en poids :

Carbone C : 83 à 87 % ;

Hydrogène H : 11 à 14 % ;

Oxygène O
Azote N } faibles quantités : moins de 10 %
Soufre S }

Lorsque le gazole est fabriqué sans pétrole ou avec une portion moindre de gazole pétrolier, on parle de biodiesel.

Caractéristiques	Valeur minimal	Valeur maximal
Densité	0,82 à 15°C	1,85 à 15°C
Formule chimique:	C21 H44 (approché de 12 à 22 atomes de carbone)	
Point d'ébullition	170 °C	390 °C
Point d'éclair	Supérieur à 55 °C	
Point de combustion	120 °C	
Point d'auto-inflammation	220 °C	
Point de goutte	Environ - 18 °C	
Indice de Conradson	Pratiquement moins de 0,5 %	
Viscosité à 100°F	1,5 – 5,5 m ² /S	
Teneur en souffre	inférieure à 0,05%	
Teneur en cendre	Environ 0,01 %	
Pouvoir calorifique	10500 Kcal / Kg	
Indice de cétane	Inférieur à 49 %	
Indice de neutralisation	Inférieur à 0,05 mg	
Point d'écoulement	18°C	
Apparence	Liquide incolore à jaune	
Solubilité	pratiquement insoluble dans l'eau	
Pression de vapeur saturante	1 mbar à 20 °C	
Limite d'explosivité dans l'air	inférieure : 0,6 %vol	supérieure : 6,5 %vol
Masse volumique	820 kg·m ⁻³ à 15 °C	860 kg·m ⁻³ à 15 °C

Tableau 6 : caractéristique du gasoil

Chapitre 2 Etude de la combustion

Dans le moteur diesel, la combustion est la combinaison du gas-oil avec l'oxygène de l'air emprisonné dans le cylindre, et animé à la température d'auto allumage par compression.

Notez que le mélange air- combustible n'est jamais homogène dans le moteur diesel car l'introduction du carburant ne s'effectue que vers la fin du temps de compression.

L'injection et le brassage doivent se réaliser sur les 30 à 15° avant l'injection.

II.1. Evolution de la combustion

A son introduction, le combustible injecté ne s'enflamme pas spontanément car il doit emprunter à l'air comprimé la chaleur nécessaire pour atteindre sa température d'auto-allumage.

En outre, malgré l'atomisation par le jet du carburant (pulvérisation) et la régularité de sa distribution, l'inflammation ne s'effectue pas ensemble d'un seul coup. Une multitude de petits foyers d'incendie, un par gouttelettes, s'enflamme au contact de l'air indépendamment les uns des autres, depuis le début jusqu'à la fin de l'injection.

Chaque foyer accaparant plus ou moins l'oxygène nécessaire de son voisinage, il s'ensuit que les dernières gouttes de carburant n'en auront plus suffisamment pour brûler.

La quantité d'air nécessaire à la combustion est théoriquement de 15,84 g d'air pour brûler 1 g de gas-oil. En pratique ; un excès d'air est toujours nécessaire (20/1 à 30/1) pour permettre de :

- Mieux brasser le mélange air- combustible,
- Enflammer les gouttelettes non mélangées à l'air au moment de l'injection.

On parle de **mélange pauvre** quand la quantité d'air supérieure à 15,8g pour 1g de gasoil est. La limite d'incombustibilité est 28g.

Le mélange est dit **mélange riche** quand la quantité d'air est inférieure à 15,8g pour 1g de gasoil. La limite d'incombustibilité est 8g

II.2. Qualités d'une bonne combustion

Elle doit être :

- Immédiate, c'est- à-dire, commencer dès le début de l'injection : exige une pulvérisation parfaite et une répartition en quantité et en qualité rationnelle.
- Régulière et progressive, sans montée brutale de pression : le temps et le cours de la combustion est en fonction du pourcentage de combustible vaporisé avant l'allumage.
- Complete, sans laisser aucun résidu et en dégageant toute la chaleur dont le carburant est capable : nécessite une charge bien équilibrée en rapport à la masse d'air.

II.3. Analyse de la combustion

L'analyse de la combustion se déroule en trois phases

a. Oxydation :

Le carburant pénètre dans l'air chaud comprimé en fin du 2^{ème} temps et se combine avec l'oxygène. Il se produit à la périphérie de chaque gouttelette une oxydation rapide. Il se forme alors des peroxydes, c'est-à-dire des composés oxygénés au maximum.

b. Décomposition de peroxydes :

La combustion se poursuit par une phase de décomposition des peroxydes comprenant :

- Une réaction très brutale qui provoque le bruit caractéristique du moteur diesel : le cognement.
- Un dégagement important de chaleur.

c. Cracking du combustible :

Cette décomposition exothermique réalise un cracking de l'intérieur des gouttelettes restées à l'état initial c'est-à-dire une dissociation des molécules lourdes en molécules plus légères et volatiles. La structure atomique du carburant subit donc une modification : sa teneur en carbone se trouvant réduite par ce cracking. Ce fait entraîne une diminution de la vitesse de combustion qui continue sans cognement.

Par conséquent, pour réduire le cognement d'un carburant donné, il faut diminuer la quantité de carburant nécessaire à l'auto-allumage, autrement dit, limiter la formation de peroxydes qui dépend du délai d'allumage.

II.4. Délais d'allumage :

Le délai d'allumage est le temps qui s'écoule entre le moment où l'injection commence et l'instant où les premières molécules de carburant s'enflamme.

En effet, quand l'injection commence, la pression de compression n'est pas à son maximum. En outre, le contact du combustible injecté avec l'air refroidit celui-ci. Par conséquent, le carburant ne brûle pas à l'instant où il pénètre dans chambre de combustion. En somme, il y a un retard à l'inflammation ou un léger décalage dans le temps, pendant lequel le combustible s'évapore et se mélange à l'oxygène de l'air chaud.

Cette phase du délai dure 0,001 à 0,02 second équivalent à quelques degrés de rotation du vilebrequin (10° à 20°), suivant la vitesse du moteur.

Pendant ce temps, le combustible continue à pénétrer dans le cylindre, subit l'augmentation de température et de pression due à la combustion des 1^{ères} gouttelettes et la charge prend feu d'un seul coup.

Résultat :

La combustion se produit trop rapidement d'où une pointe de pression rapprochant du cycle à volume constant, manifesté par le cognement. La cause de ce cognement s'explique ainsi une vitesse trop élevée de libération de chaleur du carburant accompagnée de changement de pressions trop brusque qui provoque sur le piston un choc, semblable à un coup de marteau au lieu d'impulsions progressive. Ce martelage occasionne des fatigues sur les paliers en tendant à mâter et fissurer le métal des coussinets et expulser l'huile entre soie et coussinet.

Le délai d'allumage dépend :

- Du point d'inflammation du combustible, c'est-à-dire de la qualité de facilité l'allumage du carburant,
- De la température de l'air comprimé : fonction de la température d'air aspiré du taux de compression,
- De la répartition et finesse du jet de combustible pulvérisé, qui sont en fonction de la pression d'injection et des caractéristiques de l'injecteur.
- De la température des parois des chambres qui est en fonction du refroidissement.

Chapitre 3 Etude du comburant et de son circuit

VI.1. Propriété des gaz

a. Equations d'état d'un gaz parfait

Un gaz est considéré comme parfait, lorsqu'il est formé d'un certain nombre de molécules identiques ayant toutes la même masse mais n'ayant pas de dimension.

Considérons que la pulvérisation du gasoil est parfaite et que le mélange air + carburant soit homogène, ainsi on peut l'assimiler à un gaz parfait.

➤ Pour une mole de gaz : $n = 1$, on a :

$$PV_M = RT$$

V_M : volume molaire $\left[\frac{m^3}{\text{mole}}\right]$

R : constante universelle des gaz parfait $R = 8,319 \left[\frac{\text{J}}{\text{mole K}}\right]$

n = nombre de mole

➤ Pour 1 Kilogramme de gaz, on a :

$$Pv = rT$$

r : constante relative du gaz.

$$r = P_0 V_0 \beta$$

$$P_0 = 10.1325 \text{ [Pa]} = 1 \text{ atm}$$

V_0 = Volume à 0°C et 1 atm

$$\frac{1}{\beta} = 273,15$$

$$r = \frac{R}{M} \quad \left[\frac{\text{J}}{\text{kg.K}}\right]$$

M = Masse molaire $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{mole}}\right]$

$$v : \text{Volume massique} \left[\frac{m^3}{\text{Kg}}\right]$$

D'où :

$$PV = nRT$$

V = volume effectif.

b. Equations d'état d'un gaz réel

Equation de VAN DER WAALS :

$$(P + n^2 \frac{a}{V^2}) (V - nb) = nRT$$

$\frac{a}{V^2}$: Pression interne

b : covolume

n : nombre de mole

Et pour déterminer les caractéristiques des gaz réels, on utilise un coefficient correcteur appelée facteur de compressibilité noté Z tel que $Z = \frac{PV}{RT}$ ou $PV = ZRT$ pour une mole de gaz.

Les valeurs de Z sont données par des tables ou des abaques en fonction des variables réduites qui sont :

$$W = \frac{P}{P_{cr}}, \quad \delta = \frac{T}{T_{cr}} \quad \text{et} \quad \rho = \frac{V}{V_{cr}}$$

Où P_{cr} , V_{cr} , T_{cr} sont les paramètres critiques aux points critiques. Point ou frontière nette entre l'état liquide et l'état gazeux. Pour la détermination au point critique, on a

$$\left(\frac{\delta P}{\delta V}\right)_{T_{cr}} = 0 \text{ et } \left(\frac{\delta^2 P}{\delta V^2}\right) = 0 \quad \text{ou} \quad \left(\frac{\delta P}{\delta V}\right)_{P_{cr}} = 0 \text{ et } \left(\frac{\delta^2 T}{\delta V^2}\right)_{P_{cr}} = 0$$

c. Mélange de gaz parfait

Loi de DALTON

$$\frac{PV}{T} = \sum_{n=1} \frac{P_i V_i}{T_i} = \sum_{n=1} (n_i) R$$

P, V, T Pression, volume et température du mélange de nombre de mole.

n_i = nombre de mole du constituant i de masse m_i

d. Transformation classique

Transformation isotherme : température constante

Pour un gaz parfait ; $T = \frac{PV}{R} = \text{constante} \Rightarrow PV^1 = \text{constante}$

Transformation isobare : Pression constante

$P = \frac{RT}{V} = \text{constante} \Rightarrow \frac{T}{V} = \text{constante}$ ou $PV^0 = \text{constante}$

Transformation isochore : Volume constant

$V = \frac{RT}{P} = \text{constante}$ ou $PV^\infty = \text{constante}$

Transformation adiabatique : $dQ = 0$

C'est-à-dire pas d'échange de chaleur avec le milieu extérieur $PV^\delta = \text{constante}$

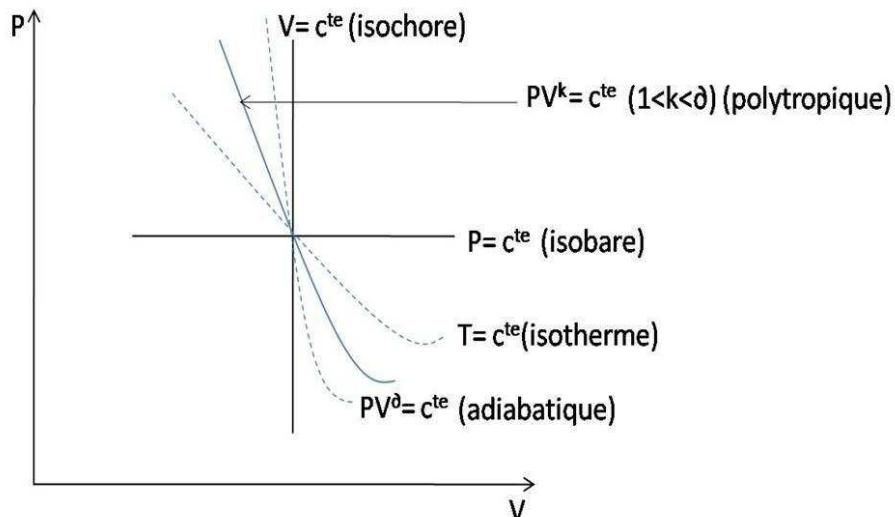
δ : exposant adiabatique

On peut aussi utiliser $TV^{\delta-1} = \text{constante}$ ou $TP^{(1-\delta)/\delta} = \text{constante}$

Transformation polytropique : $dQ \neq 0$

$PV^k = \text{constante}$ $TP^{(1-k)/k} = \text{constante}$

Sur le diagramme de Clapeyron ou diagramme (PV)



Courbe 6 : transformation classique

Remarque : pour des transformations réversibles, la pente de l'adiabate est en tout point δ fois supérieure à celle de l'isotherme

$$\partial = \left(\frac{\partial P}{\partial V}\right)_T = \left(\frac{\partial P}{\partial V}\right)_S$$

VI.2. Etudes du circuit d'alimentation d'air

a. Généralités

i. L'air et ses propriétés

L'air atmosphérique content 78% d'azote, 21% d'oxygène, 0,93% d'argon et de gaz rares tels l'hydrogène, le néon. Notons que seul l'oxygène est nécessaire dans la combustion du moteur diesel. Les autres gaz sont inertes c'est-à-dire ne jouent aucune rôle actif dans le processus de la combustion.

Bien que l'air soit un mélange de gaz, il a des propriétés physiques semblables aux parties qui le constituent (compressibilité, dilatation en présence de chaleur, ...) conformément aux lois des gaz, l'air devient plus dense aux basses températures et plus léger aux températures élevées. Comme il entretient la combustion, il en résulte que lorsque l'air est rare ou léger et que le cylindre enferme une faible quantité c'est-à-dire moindre que sa capacité déterminée, il ne pourra être brûlé autant de combustible que prévue et par conséquent, une diminution du travail sera produite.

ii. Quantité d'air nécessaire à la combustion :

Rappelons que d'après l'étude de la combustion, 1 g de gasoil nécessite théoriquement 15,84 g d'air. Or en pratique, on admet plus d'air pour obtenir une combustion complète de l'ordre de 20 à 30 g d'air pour bruler 1 g de gasoil.

La densité de l'air étant variable aux conditions de température et d'altitude, pour une pression atmosphérique moyenne, il occupe par kg un volume de 818 à 880 m³. Dans ses conditions, un moteur diesel est capable de consommer entre 4400 à 9600 m³ d'air par cheval par heure.

iii. Vitesse d'entrée d'air

Pour les installations courantes, la vitesse d'entrée de l'air est de 7 à 25 m/sec, mais peut atteindre jusqu'à 70m/sec à l'entrée des soupapes.

b. Problème sur le taux de remplissage des cylindres

i. Condition d'admission d'air favorable

De préférence, les propriétés de l'air introduire dans le cylindre doit être aussi froid que possible et aussi près de la pression atmosphérique possible. En théorie, il serait souhaitable de faire pénétrer l'air dans le moteur à environ 16°C.

Or, lorsque le moteur fonctionne pendant un certain temps, au fur et à mesure que l'air pénètre dans le cylindre, il s'échauffe au contacte des radiations émises par les diverses surfaces métalliques (soupape, pistons, culasse, cylindre, ...). Ce qui oblige certains constructeurs d'équiper le moteur d'un dispositif de réfrigération de l'air.

ii. Perte de charge

Dans toute tuyauterie où circule l'air, il se produit une perte de pression due au frottement de l'air contre les parois. C'est une des raisons qui conduit la conception de l'opération d'admission fait par dépression imparfaite. En effet, l'air rencontre des résistances à son passage successif dans certains organes accessoires du moteur. Ces résistances entraînent un retard pour l'admission d'air dans le cylindre. A la fin de l'aspiration, l'air n'atteint pas une pression égale à la pression atmosphérique. D'où le taux de remplissage inférieur à 1. Rappelons que ce taux de remplissage est un rapport entre le volume d'air ramené à la pression atmosphérique et le volume de la chambre de combustion. Il est variable avec la dépression et la vitesse de rotation du moteur.

En plus s'ajoutent :

- La perte de pression due à la vitesse d'introduction de l'air pour les différents régimes du moteur,
- Le rétrécissement de voie d'entrée par les divers obstacles (soupapes, coudes de tuyauterie,...) qui entravent l'écoulement facile de l'air.

iii. Dimensions du tuyau d'admission d'air

La section des conduits d'air dépend du volume d'air à débiter par unité de temps et de la vitesse de passage. Elle est dimensionnée de façon à réduire au minimum la perte de charge au frottement et la pression dynamique provenant de l'énergie de l'air en mouvement qui se transforme en contre – pression.

c. Nécessité du filtrage d'air

C'est un aspect contradictoire de la condition d'alimentation d'air. En effet, les dispositifs de filtrage constituent un véritable obstacle à l'écoulement facile de l'air. Or, l'air aspiré par le moteur renferme d'une manière générale, des poussières et de la vapeur d'eau. Et comme les tubulures d'admission d'un diesel ont des sections plus grandes et amènent

l'air par le chemin le plus court possible, les grains de poussière pénètrent avec facilité dans le moteur.

Le relevé suivant montre l'effet nocif des poussières de l'air :

- Usure normale de la paroi de cylindre2%
- Usure provoquée par les poussières abrasives de l'air98%
- Usure normale des segments0,75%
- Usure causée par les poussières99%

Si l'air nécessaire à la combustion transporte trop de poussières, il contribue à accélérer l'usure des cylindres et des segments d'où la nécessité d'épurer l'air.

La longévité du moteur dépend essentiellement de la parfaite filtration de l'air aspiré et du bon état des liaisons entre l'épurateur et la tubulure d'admission (dureté, joints d'étanchéité, colliers de serrage).

i. Qualité d'un filtre

L'épurateur d'air d'un moteur Diesel doit être :

- D'une efficacité absolue,
- De très grandes dimensions pour posséder une grande capacité d'absorption,
- Silencieux,
- Facile à nettoyer.

ii. Dispositifs de filtrage d'air

➤ Pré filtre :

C'est le chapeau d'admission d'air constitué d'un tuyau support à alètes où se repose un bol transparent en plastique surmonté d'un couvercle.

L'air aspiré entrant par le bras de l'appareil est animé d'un mouvement circulaire ascensionnel par les ailettes. Sous l'effet de la force centrifuge, les poussières sont projetées contre la paroi. Les plus grosses impuretés sont ainsi éliminées en se déposant dans la cuve transparente qu'il convient d'évacuer par la vide poussière automatique.

➤ Filtre à bain d'huile :

Le filtre à bain d'huile comporte un carter étanche renfermant de l'huile qui, agitée par les secousses, imbibe constamment une cartouche en filtrant l'air aspiré par le moteur et pénètre dans la chambre inférieure du filtre par une canalisation tangentielle. Dans son mouvement tourbillonnaire de grandes vitesses, l'air prend contact avec le bain d'huile et les parois huileuses, se charge d'huile et traverse l'élément filtrant formé par un treillis qui

enferme des frisures métalliques très fines. Les particules solides se trouvent freinées et retenues par l'huile.

L'huile éliminée de l'air par le treillis et les frisures retombe dans le fond de la chambre inférieure, ce qui produit le nettoyage automatique filtre.

➤ **Filtre à air à élément sec :**

Ce genre de filtre comporte des éléments formant en général des cartouches (cylindres) interchangeables, constitués soit,

- D'un empilage de bande de feutre,
- D'un pliage de papier spécial à base de plastique hydrofugé,
- Des éléments métalliques

Ces éléments offrent une grande surface de filtration sous un faible volume.

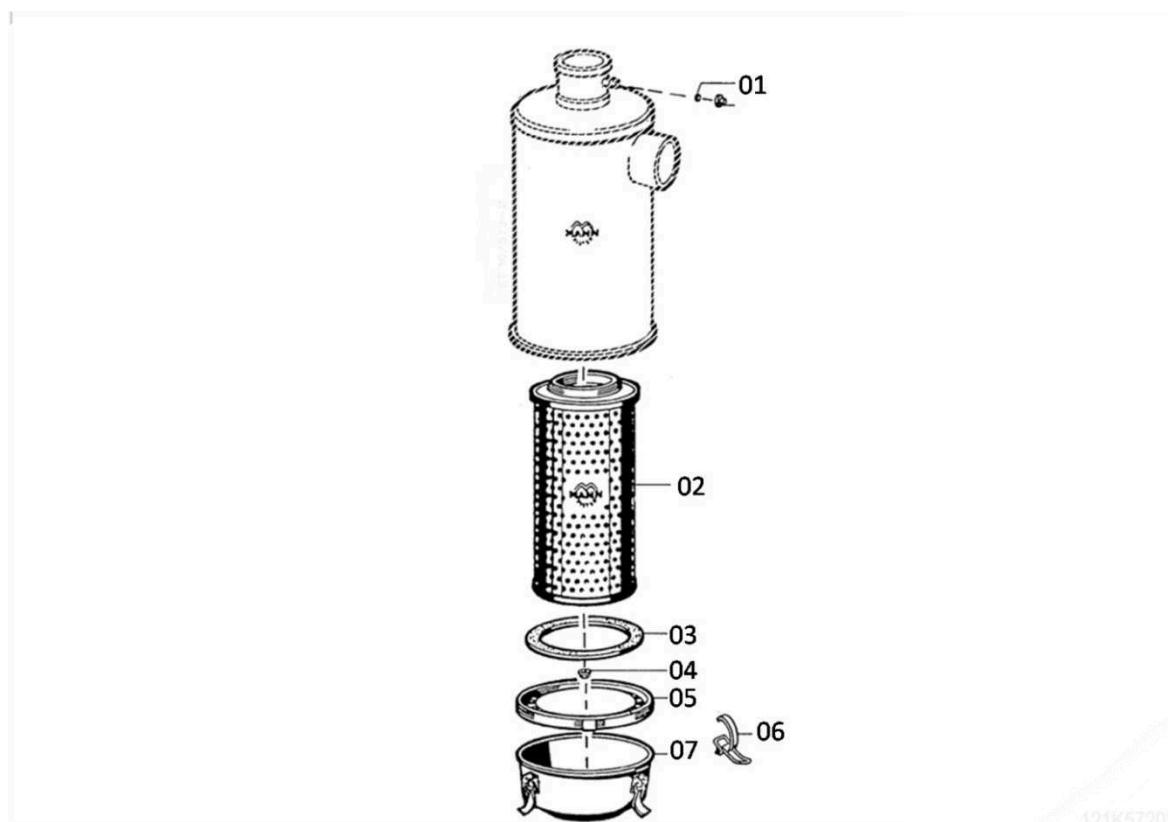


Fig.51 : Filtre à air

Repère	Désignation	quantité	Dimension
01	Garniture d'étanchéité	1	
02	Cartouche	1	D 327 / 606 LG
03	Joint	1	
04	Ecrou collète	1	M 10-8
05	Tôle de fond	1	
06	Fermeture	5	
07	Couvercle filtre complet	1	

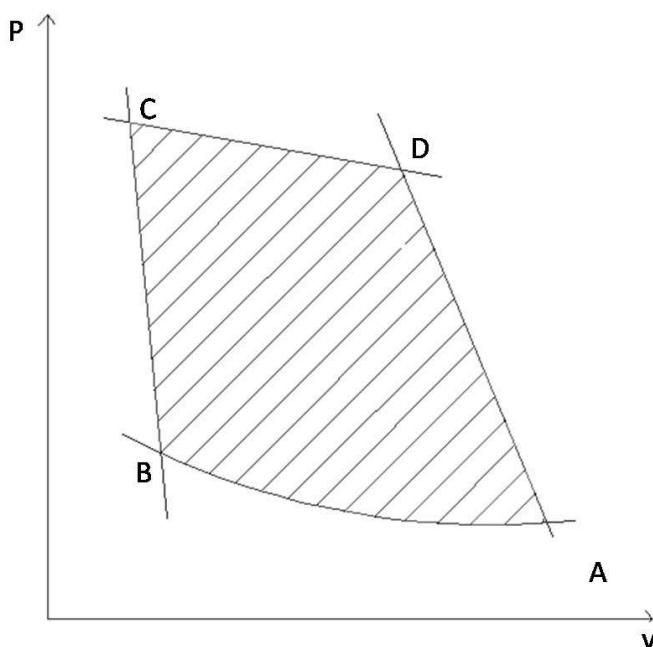
Chapitre 4 Processus de transformation : Passage de l'énergie chimique en énergie mécanique

IV.1. Etudes des cycles

a. Diagramme cyclique : cycle de Carnot

Pour les diverses transformations que subit un gaz, Carnot imaginait un cycle idéal comportant les phases suivantes :

- A - B : compression isothermique c'est-à-dire à température constante
- B - C : compression adiabatique autrement dit sans échange de chaleur avec les parois de cylindre.
- C - D : détente isothermique
- D - A : détente adiabatique



Courbe 7 : diagramme cyclique (cycle de Carnot)

Le cycle de Carnot se compose de deux transformations isothermes comprises entre deux autres transformations adiabatiques. Ce cycle ne tient compte de la nature du corps intermédiaire à l'aide duquel se fait la transformation. Il représente le maximum de rendement thermodynamique d'une machine.

$$n = \frac{T_c - T_e}{T_c} = 0,727$$

Tc : température absolue de combustion de la source chaude

Te : température absolue d'échappement de la source froide.

b. Application du cycle de Carnot par Diesel

Diesel reconnut tout de suite que la réalisation intégrale du cycle de Carnot était impraticable car il exige une compression trop forte et dangereuse. Il choisit une pression de compression suffisante pour produire l'inflammation spontanée (Cycle Diesel à pression constante) et adopta la série des opérations suivantes :

- Compression isothermique de l'air pur à 3 kg/cm^2 avec injection d'eau pour maintien de la température constante.
- Compression adiabatique de l'air amené à une pression de 250kg/cm^2 pour avoir la température d'allumage de 800°C . Le volume total se réduit à l'espace de la chambre de combustion v
- Injection du combustible donnant une combustion isothermique à température constante de 800°C : combustion isobare. Le volume augmente jusqu'à un certain volume V1 : le combustible est injecté dans l'air comprimé. En même temps que le piston descend ; la pression est à 90 Atmosphères.
- Détente adiabatique de 90kg/cm^2 jusqu'à la pression atmosphérique. Le volume augmente jusqu'à la totalité.

La transformation isobare s'explique comme suit : la combustion provoque une augmentation de pression dans le cylindre si le volume reste invariable. Or, le piston descend et le volume de masse gazeux croît : ce qui engendre une diminution de pression. La combustion s'effectue donc à une pression constante d'équilibre.

Ce cycle est utilisé sur les moteurs diesels lents et de grandes puissances (200 à 1100kw/cylindre) rendement théorique : 0,58.

c. Cycle à volume constant

Ce cycle réalise l'idée primitive de Diesel par l'injection massive du combustible avec pulvérisation par l'effet seul de la pression d'injection.

Il se rapproche du cycle de Beau de Rochas (Otto) des moteurs à essence dits à explosion.

La combustion y est instantanée suivi d'une montée brusque de pression.

Ce cycle convient surtout aux moteurs rapides mais de faibles puissances. Rendement thermique : 0,64.

d. Cycle mixte ou double

C'est une combinaison des deux cycles précédents et se déroule comme suit :

- 1- Compression d'air de A à C.
- 2- Injection de combustible en B qui se termine vers la fin de course de compression. Le retard de combustion est tel que cette dernière ne commence que très peu avant la course de détente : débute en C.
- 3- Combustion à volume constant de C à D
- 4- Combustion à pression constant de D à E. Elle ne se termine qu'après le passage du piston au P.M.H.
- 5- Détente de E à F
- 6- Echappement de F à A

Ce cycle trouve un champ d'application considérable dans les moteurs Diesels rapides ; on l'appelle cycle semi-diesel. En principe, il existe donc trois cycles théoriques à quatre temps du moteur Diesel, et eux bien différents les uns des autres suivant la mode de combustion.

IV.2. Etudes du cycle moteur

Selon son mode de fonctionnement, le moteur thermique est divisée en deux parties : moteur à deux temps et moteur à quatre temps.

a. Moteur à deux temps

C'est un moteur qui fonctionne suivant une seule rotation du vilebrequin pour achever un cycle. On passe les étapes suivantes durant un cycle de fonctionnement

i. Compression – explosion – admission dans le carter

Le piston va de bas en haut : course ascendante ou course résistante.

Le piston, en remontant, comprime les gaz frais. Cette transformation se traduit sur le diagramme par la courbe adiabatique. Pratiquement, la chaleur dégagée par la combustion dans le cylindre n'est pas convertie totalement en travail, il y a des pertes dues aux échanges de chaleur entre gaz chauds et les parois du cylindre.

Lorsque le piston arrive au P.M.H., l'étincelle éclate entre les électrodes de la bougie et engendre la combustion.

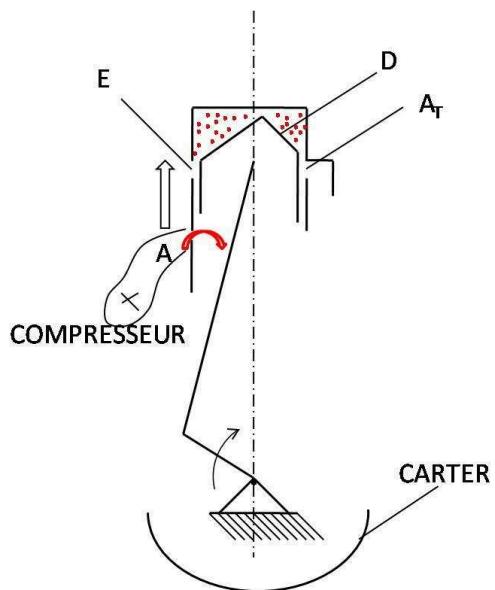
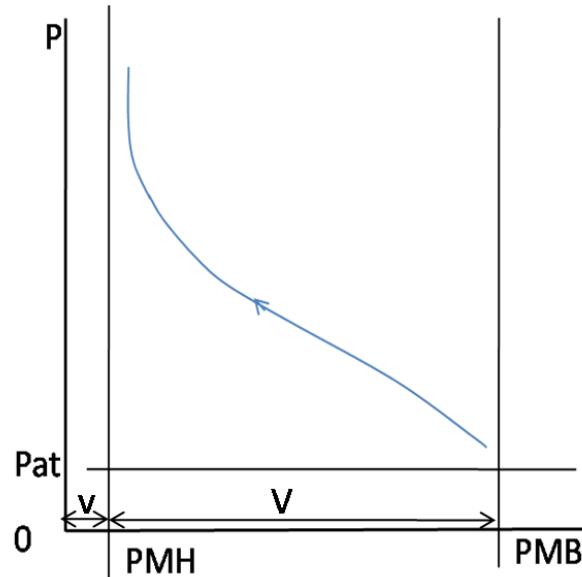


Fig. 52 : *compression explosion admission dans le carter*



course 8 : *compression explosion admission dans le carter*

E : lumière d'échappement A : lumière d'admission

A_T : lumière de transfert D : déflecteur

ii. Détente – échappement – admission dans le cylindre

Le piston va de haut en bas : course descendante ou motrice.

Le piston est repoussé par les gaz brûlés qui se détendent. Cette transformation se traduit par la courbe adiabatique. Vers la fin de sa course descendante, le piston démasque l'orifice d'échappement et provoque l'évacuation des gaz résiduels. La pression dans le cylindre tombe instantanément jusqu'à une valeur sensiblement égale à la pression atmosphérique.

Le déflecteur du piston empêche théoriquement tout mélange des gaz brûlés.

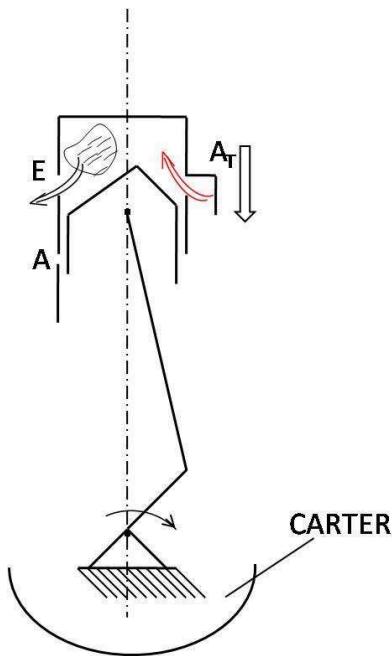
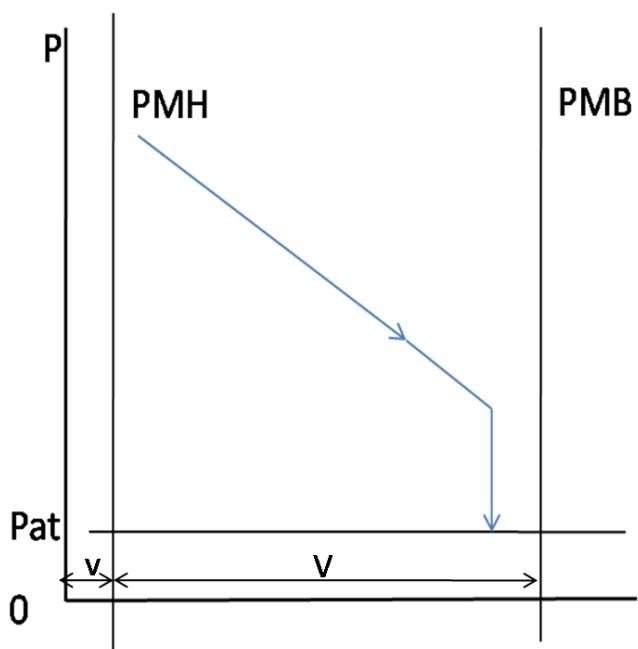


Fig. 53 : détente- échappement admission

dans le cylindre



courbe 9 : détente- échappement admission

dans le cylindre

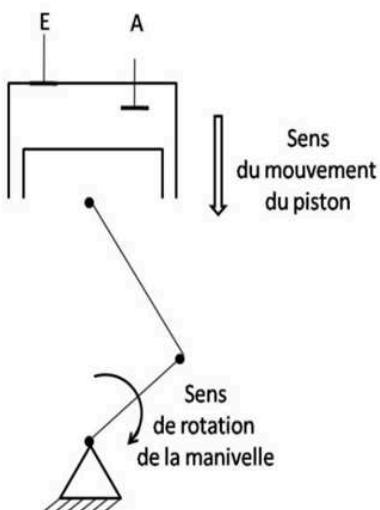
b. Moteur à quatre temps

Pour ce genre de moteur, on passe les étapes suivant pour la durée d'un cycle correspondant à deux tours du vilebrequin

i. Admission

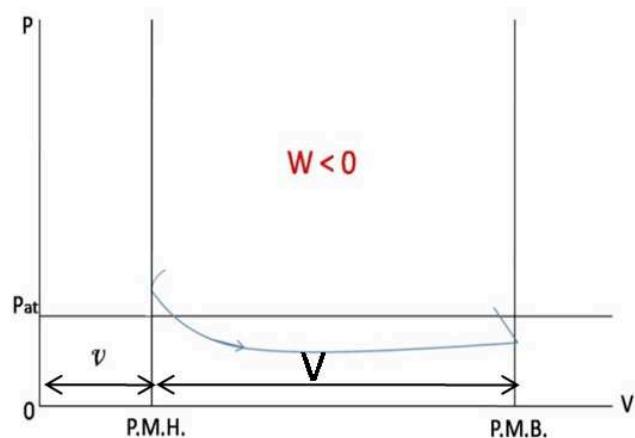
Le piston, entraîné par le vilebrequin et la bielle en mouvement, part du P.M.H. et descend vers le P.M.B. La soupape d'admission s'ouvre, celle de l'échappement reste fermée. Le déplacement du piston dans le cylindre provoque une aspiration de l'air grâce à la dépression créée.

Lorsque le piston arrive au P.M.B., la soupape d'admission se ferme.



Mécanisme

Fig. 54 : admission



Variation thermodynamique

courbe 10 : admission

P_{at} : pression atmosphérique

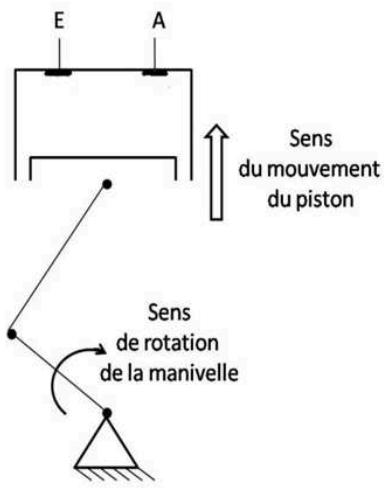
P : pression

V : volume

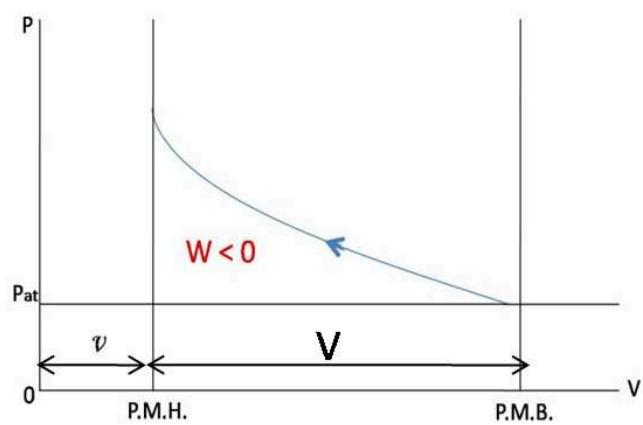
V : Chambre de combustion

ii. Compression

Le piston monte du P.M.B. au P.M.H. les 2 soupapes fermées. L'air aspiré et emprisonné est comprimé, s'échauffe et atteint une température sensiblement égale à 500°C en fin de compression.



Mécanisme



Variation thermodynamique

Fig. 54 : compression

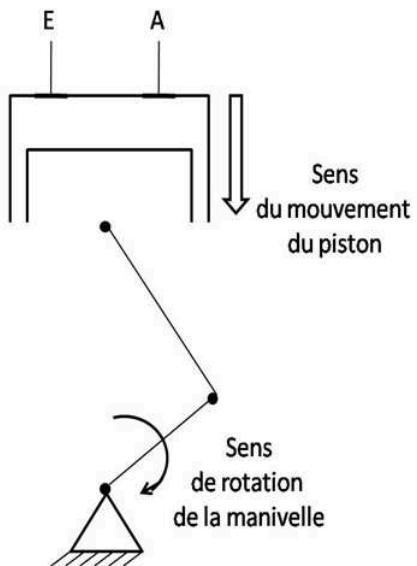
courbe 11 : compression

La compression est adiabatique c'est-à-dire il n'y a pas d'échange de chaleur avec le milieu extérieur

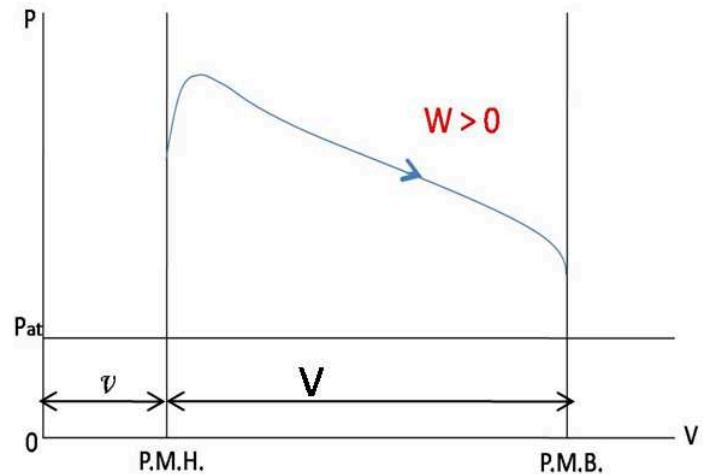
iii. Explosion, détente

Lorsque le piston est au P.M.H., l'injecteur projette la combustible dans l'air surchauffé sous forme de gouttelettes fines en un jet violent (pulvérisation) et l'ensemble s'enflamme spontanément sous l'effet de la température (1500°C) résultant de la combustion se dilatent et exercent une poussée importante sur le piston qui se déplace vers le P.M.B.

Ce temps est appelé temps moteur.



Mécanisme



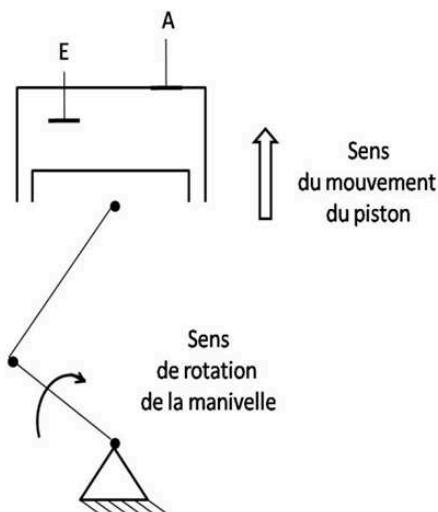
Variation thermodynamique

Fig. 56 : Explosion – détente

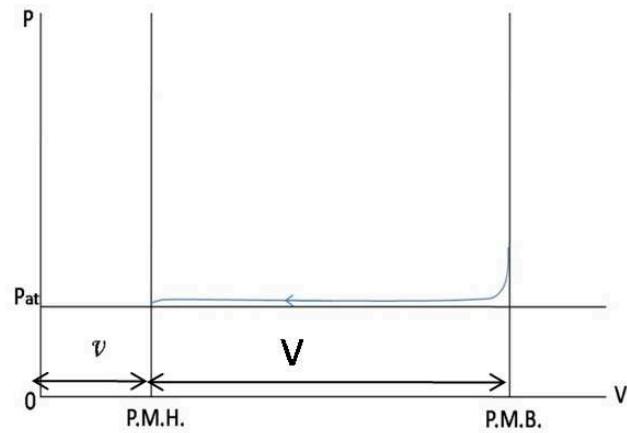
courbe 12 : Explosion – détente

iv. Echappement

Des que le piston arrive au P.M.B. la soupape d'échappement s'ouvre. Le piston remonte vers le P.M.H. et chasse les gaz brûlés vers l'atmosphère. Lorsque le piston arrive au P.M.H. la soupape d'échappement se referme, la soupape d'admission s'ouvre et un nouveau cycle recommence.



Mécanisme



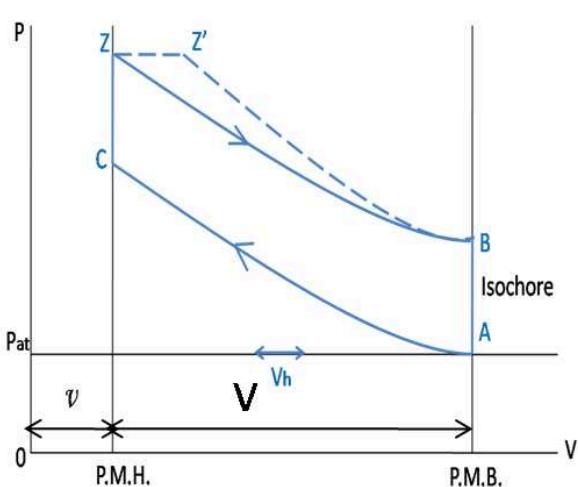
Variation thermodynamique

Fig. 57 : échappement

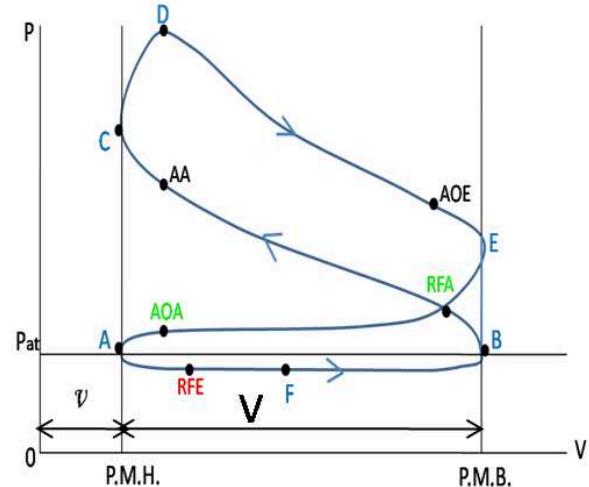
courbe 13 : échappement

c. Points sur le cycle théorique

i. Condition réelle de fonctionnement



Courbe 14 Diagramme théorique



Courbe 15 : Diagramme réelle

Les cycles théoriques ne sont jamais réalisés exactement pour les raisons suivantes :

- 1- La compression et la détente ne sont pas adiabatiques : le cylindre n'est pas imperméable à la chaleur, une perte par effet de parois se transmet à l'eau de refroidissement.
- 2- Le remplissage du cylindre n'est pas complet : l'opération d'admission est imparfaite en raison des résistances rencontrées par l'air à son passage successif des organes d'alimentation ;

Des résistances créent un retard pour l'admission d'air dans le cylindre et qu'à la fin de l'admission d'air n'a pas atteint une pression égale à la pression atmosphérique.

On appelle taux de remplissage le rapport entre le volume d'air ramené à la pression atmosphérique et le volume $V + v$ le contenant. Il est donc toujours inférieur à 1.

Le taux de remplissage croît avec la vitesse de rotation du moteur, autrement dit avec la dépression, puis diminue pour devenir assez faible aux grandes vitesses en raison de l'inertie de l'air et de son frottement sur les parois.

Il s'ensuit que la courbe de compression réelle et la courbe de détente réelle sont en dessous de la courbe théorique.

- 3- L'injection ne se fait pas très exactement au moment voulu par faute de précision.
- 4- La combustion n'est pas d'une bonne qualité, ni à précision constante, ni d'une manière instantanée, ni d'une façon complète. Malgré toutes les précautions, la combustion continue pendant une partie de la période de la détente.

- 5- L'échappement est imparfait : les gaz brûlés ne s'échappent pas assez vite (résistance offerte par les soupapes au passage des gaz) et s'oppose au mouvement du piston, ce qui constitue une perte de travail.

ii. Disposition générale à prendre

Pour éviter les défauts énumérés ci-dessus, on prend les précautions suivantes dénommées «cotes de réglage de distribution »

- 1- Afin de faciliter la circulation de l'air et des gaz, on ouvre les soupapes un peu en avance et à les fermer un peu en retard.
L'avance à l'ouverture de la soupape d'admission (A.O.A) donne une durée d'ouverture de la soupape d'admission la plus longue possible. Elle est de l'ordre 10 à 20° avant le P.M.H.
- Le retard à la fermeture de l'admission (R.F.A.) prolonge la durée d'ouverture de la soupape d'admission afin de remplir le cylindre au maximum d'air pur grâce à la vitesse requise. Il varie entre 30 à 60° après le P.M.B.
L'avance à l'ouverture de l'échappement (A.O.E.) confère un abaissement rapide de la pression et supprime tout effort résistant durant la remontée du piston. Il est de 30 à 65° avant le P.M.B.
Le retard à la fermeture de l'échappement (R.F.E.) permet d'abaisser la pression régnant dans le cylindre à la pression atmosphérique et assurée par un chevauchement de l'A .O .A. un nettoyage parfait et un refroidissement partiel du système cylindre – piston. Ordre de grandeur : 10 à 20°, après le P.M.H.
- 2- Pour tenir compte du délai d'injection et du retard d'inflammation du combustible, on donne une avance à l'injection (A.I.)
Le carburant est injecté avant la fin de la course de compression c'est-à-dire, avant que le piston ait atteint le P.M.H. afin d'obtenir une pression maximale à la combustion – détente.
Cette avance est de l'ordre de 10 à 30° avant le P.M.H.

iii. Cycle réel du moteur Diesel à quatre temps

Les temps du cycle réel se succèdent dans le même ordre que ceux des cycles théoriques. Ils ne peuvent plus être délimités par l'arriver du piston au P.M.H. ou au P.M .B.

Le cycle réel est enregistré au moyen d'un manographe après réglage du moteur avec un indicateur de Watt.

Les courbes réelles sont représentées en pointillés sur chacun des graphes des cycles précédents.

Le cycle réel s'effectue alors comme suit :

1^{ère} temps : Admission :

Les soupapes d'aspiration et d'échappement sont ouvertes. Le piston descend, la soupape d'échappement de ferme 20 à 10° après le P.M.H. Quand le piston arrive au P.M.B., la pression à l'intérieur du cylindre est légèrement inférieure à la pression atmosphérique ; la soupape d'admission reste ouverte. L'air continue à pénétrer par suite de la vitesse acquise (25m/s) pour assurer un meilleur remplissage.

2^{ème} temps : compression :

Le piston remonte, la soupape d'admission se ferme 60 à 30° après le P.M.B. : c'est le commencement de la compression.

3^{ème} temps : combustion – détente :

C'est la course motrice. Le piston descend, la combustion continue pendant une fraction de la course descendante. Au fait, la combustion dépend de la durée de l'injection et par conséquent, de la puissance demandée au moteur.

La détente commence tout de suite après et se termine à l'ouverture de la soupape d'échappement 65 à 30° avant le P.M.B.

La chute brusque de pression créée par l'ouverture de la soupape d'échappement s'appelle bouffée.

4^{ème} temps : Echappement :

Le piston termine sa course descendante puis remonte et chasse les gaz brûlés. 1 à 20° après son passage au P.M.H., la soupape d'échappement se ferme tandis que la soupape d'admission est déjà ouverte 10 à 20° avant le P.M.H.

Les temps « admission » et « échappement » du cycle réel empiètent l'un sur l'autre, les deux soupapes sont ouvertes. On dit qu'elles sont en balance ou en chevauchement.

Chapitre 5 Performances énergétiques

V.2. Exposant thermomécanique :

a. Exposant indiqué :

- Travail moteur et résistant

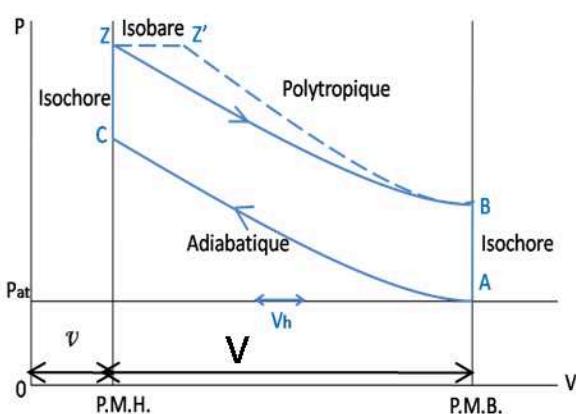


Diagramme théorique

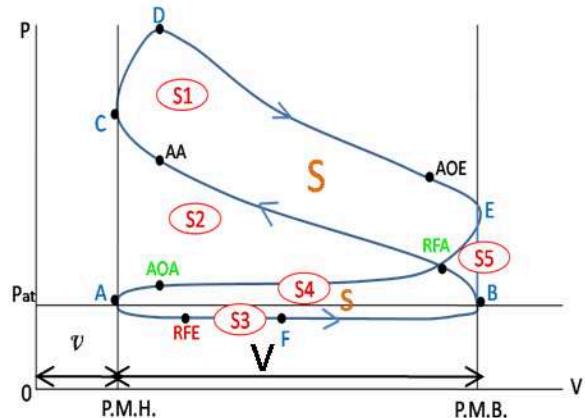


Diagramme réelle

Courbe 16 : travail moteur et résistant

AA : (8° à 14° avant PMH)

avance à l'allumage

AI : (8° à 23° avant PMH)

avance à l'injection

AOA : (6° à 15° avant PMH)

avance à l'ouverture d'admission

AOE : (35° à 50° avant PMB)

avance à l'ouverture d'échappement

RFA : (29° à 4° après PMB)

retard à la fermeture d'admission

RFE : (7° à 15° après PMH)

retard à la fermeture d'échappement

$$V = v + V_h \quad V = \text{cylindre total}$$

v = chambre de combustion

V_h = cylindre unitaire

- **Essence** : moteur à volume constant
- **Diesel** : moteur à pression constante, le cycle est mixte
- **Remplissage parfait** = ouverture de la soupape d'admission à l'avance
- **Balayage parfait de gaz de combustion** : avance à l'ouverture d'échappement

Après avoir procédé au réglage de l'allumage ou de l'injection ainsi que les ouvertures des soupapes suivant la plage des valeurs correspondantes donné par les indications précédent, on parvient à l'établissement pour le passage du diagramme réel. On sait qu'un travail est représenté par le produit d'une force et de déplacement qu'elle provoque. Pour le cas d'un moteur thermique à piston, la force agissant sur le piston est la

valeur de la pression qui est supérieure à la pression atmosphérique, à l'exception pendant l'admission ou elle est égal à l'expression

C'est pendant l'explosion et la détente que le travail effectué est appelé **travail moteur**. Car la pression issue de l'explosion du fluide moteur engendre le mouvement du piston (PMH vers PMB), sa grandeur est représenté par la surface délimité par les points A, C, D, E, B.

D'autre part, durant les autres phases, les travaux résultants sont appelés **travaux résistant** ; du fait que l'inertie de la pièce mobile engendre le mouvement du piston alors que la pression issue du fluide moteur crée une résistance qui s'oppose au sens du mouvement du piston. Leur grandeur est exprimée par la somme de surface limité par le point A C B (compression), A F B (admission), A E B (échappement).

Le travail résistant sera alors la somme :

$$W = \sum W_i = \int (A C D E B) - \int (A C B + A F B)$$

Ainsi en décomposant les surfaces délimitées par les courbes en surface partiel S1, S2, S3, S4, S5 on a alors :

$$\begin{aligned} W = \sum W_i &= (S1 + S2 + S4 + S4) - [S2 + S4 + S3 + S4 + S5] \\ &= S1 - (S3 + S4) \\ &= S - s \end{aligned}$$

Autrement, le travail résultant est représenté par la différence entre les surfaces de la grande boucle S et de la petite boucle s.

- Travail indiqué :

On appelle travail indiqué, le travail indiqué dans le cylindre par le gaz de combustion respectant l'équation suivante :

$$W_i = p_i V_h [J]$$

Avec :

p_i : pression moyenne indiquée [Pa]

V_h : Cylindrée unitaire [m^3]

Pour un multicylindre :

$$W_i = n p_i V_h [J]$$

Avec :

p_i : pression moyenne indiquée [Pa]

$n V_h$: Cylindrée totale [m^3]

n : nombre de cylindre

b. Pression moyenne indiquée :

La pression moyenne indiquée est la pression constante agissant seul sur le piston pendant la détente. Le travail produit est égal à W_i

$$P_i = K P'_i$$

K = coefficient donnant la densité du diagramme

$$K = 0,94 - 0,97 \text{ (essence)}$$

$$K = 0,92 - 0,95 \text{ (Diesel)}$$

$$P'_i = \frac{P_a \varepsilon^k}{(k-1)(\varepsilon-1)} [\lambda_p - 1 + h \lambda_p (\rho - 1)] \eta_{th} \quad (\text{Diesel})$$

$$P'_i = \frac{P_a \varepsilon^k}{(k-1)(\varepsilon-1)} (\lambda_p - 1) \quad (\text{essence})$$

Avec :

λ_p : taux de dilatation de pression

$$\lambda_p = \frac{P_z'}{P_c}$$

ρ : taux de dilatation de volume

$$\rho = \frac{V_z'}{V_c}$$

ε : taux de compression

$$\varepsilon = \frac{V}{V_h} = 1 + \frac{V_h}{V}$$

V_h : cylindrée unitaire

v : chambre de combustion

K : exposant adiabatique

$$K = \frac{C_p}{C_v}$$

C_p : chaleur spécifique à pression constante

C_v : chaleur spécifique à volume constante

P_a : pression d'admission

$$P_a = P_{at} - \Delta p_a$$

P_{at} : pression atmosphérique (0,1 MPa)

Δp_a : perte de pression à l'admission

P_c : pression finale de compression

P_z : pression en fin de combustion

T_c : température en fin de compression

T_z : température en fin de combustion

η_{th} : rendement thermique théorique

$$\eta_{th} = \frac{\lambda p \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} [\lambda p - 1 + k \lambda p (\rho - 1)]} \quad \eta_{th} \quad (\text{Diesel})$$

$$P'_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (\text{essence})$$

c. Puissance indiqué :

Elle est appelé aussi puissance développé sur le piston et en même temps désigné par le travail développé par la combustion du mélange gazeux dans le cylindre par unité de temps,

Son expression est

$$P_i = p_i \frac{Vh n N}{30 \tau} \quad [\text{Kw}]$$

N : régime du moteur [tr / mn]

τ : nombre qualifiant le temps du cycle

n : nombre de cylindre

d. Rendement thermique indiqué :

Il est défini par le rapport entre la puissance indiquée et la puissance théorique du moteur :

$$\eta_i = \frac{P_i}{P_{th}} \quad (\%)$$

$$P_{th} : MI \cdot 4,2 \cdot 10^{-3} \quad \text{kW}$$

P_{th} : puissance relative au combustible brûlée en « t » seconde pour le moteur, c'est la puissance théorique [KW ou CH]

P_i : puissance indiquée

M : masse du combustible brûlée en « t » secondes [g] $\quad M = \rho \cdot v$

ρ : densité volumique du combustible [g/cm^3]

$$\begin{cases} 0,78 \text{ g/cm}^3 \text{ essence} \\ 0,825 \text{ g/cm}^3 \text{ diesel} \end{cases}$$

I : pouvoir calorifique du combustible [kcal/kg] ou [kJ/kg]

$$\begin{cases} 44000 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \text{ ou } 10500 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \text{ (essence)} \\ 42500 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \text{ ou } 10000 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \text{ (gasoil)} \end{cases}$$

t : durée de fonctionnement du moteur [s]

$\eta_i = 0,25 \div 0,4$ (essence)

$\eta_i = 0,3 \div 0,5$ (diesel)

$\rightarrow P_i < P_{th}$ la différence vient des pertes de chaleur pendant le déroulement du cycle.

e. Consommation spécifique indiquée

C'est le poids en gramme (g) du combustible consommé par kW qui est définie par :

$$C_{si} = \frac{3600 \cdot 10^{-3}}{\eta_i I} \quad [\text{g/kwh}]$$

I = pouvoir calorifique [kJ/kg]

η_i = rendement indiqué

$$C_{si} = \begin{cases} 170 \div 200 \frac{\text{g}}{\text{kwh}} (\text{diesel}) \\ 240 \div 340 \frac{\text{g}}{\text{kwh}} (\text{essence}) \end{cases}$$

V.3. Exposants mécaniques

a. Puissance mécanique

• Définition

On appelle puissance mécanique la perte de puissance engendré à la fois par les frottements aux niveaux des organes mobiles et par l'entrainement des organes auxiliaires du moteur. Autrement dit, c'est la somme

$$P_M = P_{fr} + P_{org}$$

P_m : puissance mécanique

P_{fr} : puissance frottement

P_{org} : puissance organique

Les évaluations démontrent que $P_{fr} \approx 75$ par rapport à P_M .

On remarque toute fois que la valeur de puissance de frottement dépend généralement du régime du moteur **M** et de la charge tandis que celle du P_{org} dépend uniquement de la charge.

• Expression explicite

Qualitativement, la puissance mécanique s'exprime à travers la pression moyenne mécanique tel que

$$P_M = \frac{P_m \cdot v_h \cdot N_n}{30 \tau} \quad [\text{Kw}]$$

P_m : pression moyenne de frottement

$$P_m = (0,04 \div 0,13 v_p \text{ sec/m}) \text{ Mpa}$$

$$v_p : \text{vitesse du piston} \begin{cases} 9 \div 16 \text{ m/sec (essence)} \\ 5 \div 9 \text{ m/sec (diesel)} \end{cases}$$

Comme la valeur de la puissance mécanique dépend en grande partie du régime de rotation, c'est ainsi qu'on a pu définie la valeur de P_m approximativement à partir des valeurs expérimentale au dépend de la vitesse moyenne du piston.

b. Rendement mécanique

Il est caractérisé par la variation de la perte mécanique au niveau de la puissance indiquée et s'exprime par l'expression :

$$\eta_M = \frac{Pi - PM}{Pi} = 1 - \frac{PM}{Pi}$$

$$\eta_M = \begin{cases} 0,7 \div 0,85 \text{ (essence)} \\ 0,7 \div 0,82 \text{ (Diesel) et } 0,8 \div 0,9 \text{ (turbo)} \end{cases}$$

Ce rendement traduit le taux de décroissance de la puissance indiqué lors de sa transmission au vilebrequin. Plus le rendement mécanique augmente, alors le moteur est plus performant ; si le rendement mécanique baisse, alors le moteur s'affaiblit dans tout le domaine.

Dans la plus grande valeur acquise pour le rendement mécanique, on fait correspondre le moment où le moteur fonctionne en plein charge avec un régime et où les rotations ne sont pas importantes (régime nominal)

On dit qu'un moteur tourne en plein charge quand le papillon de gaz est grand ouvert (essence) et seul le banc de freinage augmente la charge en mode stationnaire ; par contre sur route c'est le poids du véhicule ou le profil du terrain qui intervienne.

c. Exposant effectif

- Puissance effectif

C'est la puissance fournie par le moteur au bout du vilebrequin. Autrement dit, c'est la puissance indiqué nécessaire pour effectuer un travail effectif correspondant en tenant compte des pertes mécaniques c'est-à-dire la différence exprimée par $P_e = P_i - P_M$

$$P_e = \frac{P_e \cdot v \cdot h \cdot N_n}{30 \tau} \text{ [Kw]}$$

P_e : pression moyenne effective (MPa)

$$P_e \approx P_i - P_M$$

$$P_e = \begin{cases} 0,5 \div 1 \text{ MPa} & (\text{essence}) \\ 0,4 \div 0,9 \text{ MPa} & (\text{diesel}) \rightarrow \text{turbo } 1,5 \text{ MPa} \end{cases}$$

- Rendement effectif

Définit par le pourcentage entre la quantité de chaleur transformé en travail effectif recueillit lors de la combustion de 1kg de combustible dans le cylindre et le pouvoir calorifique du combustible.

$$\eta_e = \frac{W_e}{I} = \frac{p_e V h}{I} \quad \text{monocylindre}$$

Autrement :

$$\eta_e = \eta_i \eta_n = \eta_{th} \eta_{rel} \eta_M$$

η_{th} : rendement thermique (0,48 ÷ 0,58)

η_{rel} : rendement relatif (0,6 ÷ 0,9)

η_M : rendement mécanique (0,7 ÷ 0,85)

$$\eta_e = \begin{cases} 0,20 \div 0,35 & \text{essence} \\ 0,25 \div 0,45 & \text{diesel} \end{cases}$$

- Consommation spécifique effective

C'est la quantité de combustible consommé par KWh pour effectuer un travail effectif correspondant.

$$Cse = \frac{3,6 \cdot 10^6}{\eta_{eI}} \quad [g / KWh]$$

$$Cse \left\{ \begin{array}{l} = 290 \div 350 \quad g / KWh \quad \text{essence} \\ = 217 \div 260 \quad g / KWh \quad \text{diesel} \end{array} \right.$$

d. Version de puissance

- Puissance spécifique

C'est la puissance donnée rapporté au litre de cylindrée.

$$Pl = \frac{Pe}{Vh \cdot n} \quad [KW/l]$$

V_h : cylindré unitaire [l]

P_e : puissance effectif [KW]

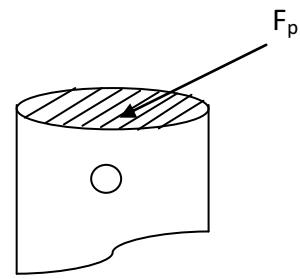
n : nombre de cylindre

$$Pl = \frac{Pe \cdot N}{30 \tau} \quad [KW/l]$$

$$Pl \left\{ \begin{array}{l} = 15 \div 37 \quad kw/l \quad \text{essence} \\ = 6 \div 22 \quad kw/l \quad \text{diesel} \end{array} \right.$$

- Puissance compressive

Appelé aussi puissance au piston car c'est la puissance effective donnée rapporté par « dm² » à la section de piston. Elle est définie par



$$P_p = \frac{P_e}{F_{p,n}} \text{ [KW/dm}^2\text{]}$$

F_p : section du piston [dm²]

P_e : puissance effective [KW]

n : nombre de cylindre

Selon l'expression de la puissance effective et moyennant le terme $V_h = F_p \cdot S$

Où S : course du piston (dm)

$$P_p = \frac{P_e \cdot N}{30 \tau} \quad S = P_t S$$

$$P_p = \begin{cases} = 19 \div 30 \text{ kw/dm}^2 & \text{essence} \\ = 8 \div 35 \text{ kw/dm}^2 & \text{diesel} \end{cases}$$

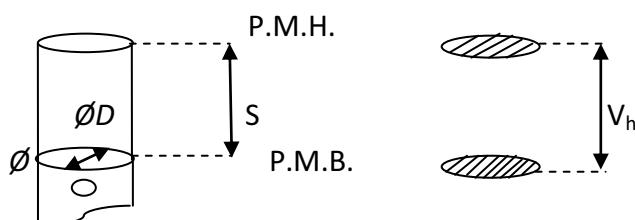
e. Dimension caractéristique

La connaissance de dimension d'un moteur thermique se rapporte à la détermination de l'alésage et de la couche dans laquelle « Pa » procédure à suivre passe par les étapes suivants

- A travers l'expression de la puissance effective obtenue précédente, on tire la valeur du cylindre unitaire V_h

$$V_h = \frac{30 \tau \cdot P_e}{n \cdot N_p} \text{ [l]} \quad (1)$$

- Moyennant les deux figures ci-après, on obtient :



S : course du piston de P.M.B. au P.M.H. ;

D : allégeage du cylindre ; d'où on tire que

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S \quad (2)$$

En multipliant et en divisant par D, on a

$$V_h = \frac{\pi D^3}{4} \left(\frac{S}{D}\right) \Rightarrow D^3 = \frac{4V_h}{\pi \left(\frac{S}{D}\right)}$$

En considérons (1)

$$\sqrt[3]{\frac{120 \cdot \tau \cdot Pe}{Pe \cdot Nn \cdot \pi \left(\frac{S}{D}\right)}} \quad [dm] \quad \text{ainsi} \quad S = (S/D) D \quad [dm]$$

V.4. Mesure et essais caractéristique

a. Courbe caractéristique

On appelle courbe caractéristique d'un moteur thermique les courbes représentant la variation de la puissance du couple, et de la consommation en fonction du régime (N), de la charge, de l'avance à l'allumage ou d'autre grandeur spécifique au fonctionnement du moteur.

On appelle courbe caractéristique en plein charge lorsque les papillons des gaz sont grande ouvert (moteur essence) où l'injection des combustibles sont maximum (pour le moteur diesel). Pour les autres phénomènes, on les appelle courbe caractéristique partiel

b. Courbe caractéristique de vitesse

Ce sont les courbes représentant la variation de puissance effective, du couple effectif et de la consommation spécifique effective en fonction du régime en plein charge

Les prélèvements sont réalisés sur une console appelée banc d'essais. Cependant, la variation du régime passe par quelque valeur particulière dont :

N_{min} : régime de fonction stable du moteur

N_M : régime de couple maximum et de pression moyenne effectif maximum

N_p : régime de puissance maximum

N_{max} : régime maximum permis

$$N_{max} \approx 1,2 N_p \quad (\text{essence})$$

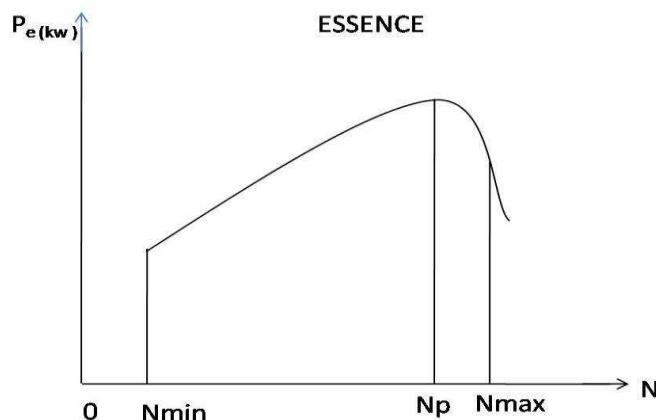
$$N_{max} \approx N_p \quad (\text{diesel})$$

c. Courbes puissances

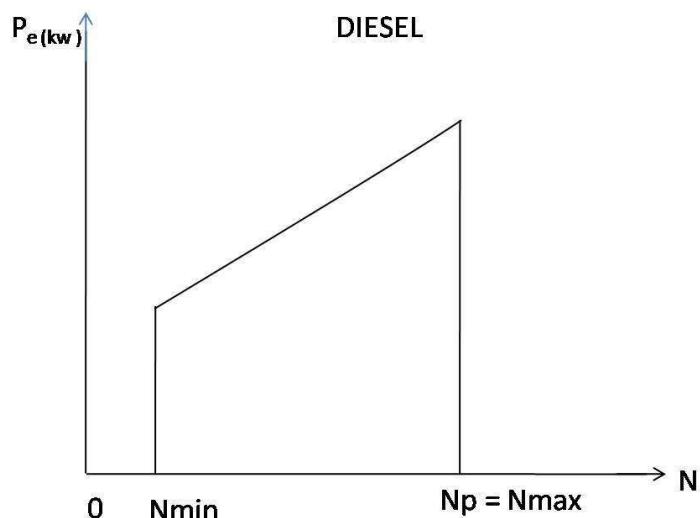
Cette courbe représente la variation de la puissance en fonction du régime du moteur. Elle est définie par la formule empirique (expérimentale)

$$P_e = P_{e\ max} \cdot \frac{N}{N_p} [1 + \frac{N}{N_p} - (\frac{N}{N_p})^2] \quad [\text{KW}] \quad (\text{Essence})$$

$$P_e = P_{e\ max} \cdot \frac{N}{N_p} [0,6 + 1,4 \cdot \frac{N}{N_p} - (\frac{N}{N_p})^2] \quad [\text{KW}] \quad (\text{Diesel})$$



Courbe 17 : courbe de puissance du moteur à essence

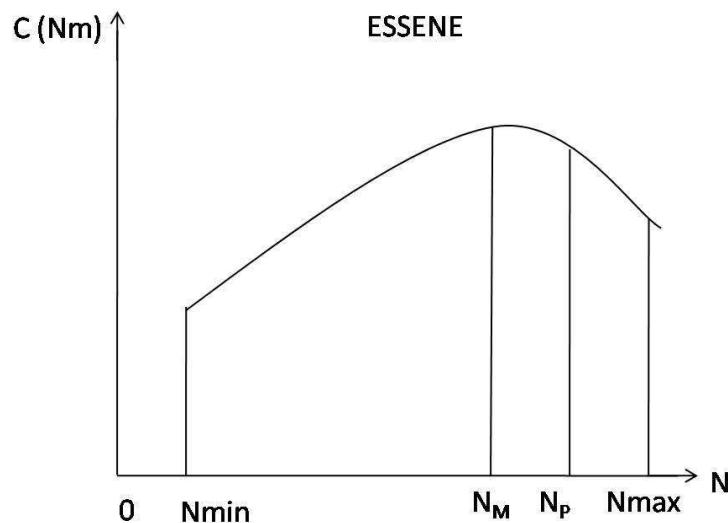


Courbe 18 : courbe de puissance du moteur diesel

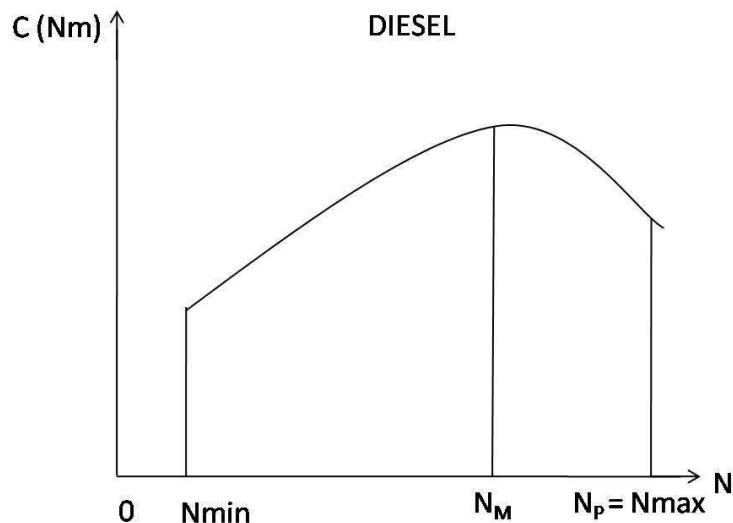
d. Courbe couple

A partir de la relation : puissance effectif = $f(N)$, on peut déduire l'expression $C = g(N)$ tel qu'on a eu l'équation

$$C = 9550 \frac{P_e}{N} \text{ [Nm]}$$



Courbe 19 : courbe de la couple du moteur à essence



Courbe 20 : courbe de la couple du moteur diesel

A partir de leur courbe présentative, on remarque que la valeur maximum de la puissance et du couple s'obtienne avec des régimes différents. Pour le même type de moteur $N_M \neq N_P$

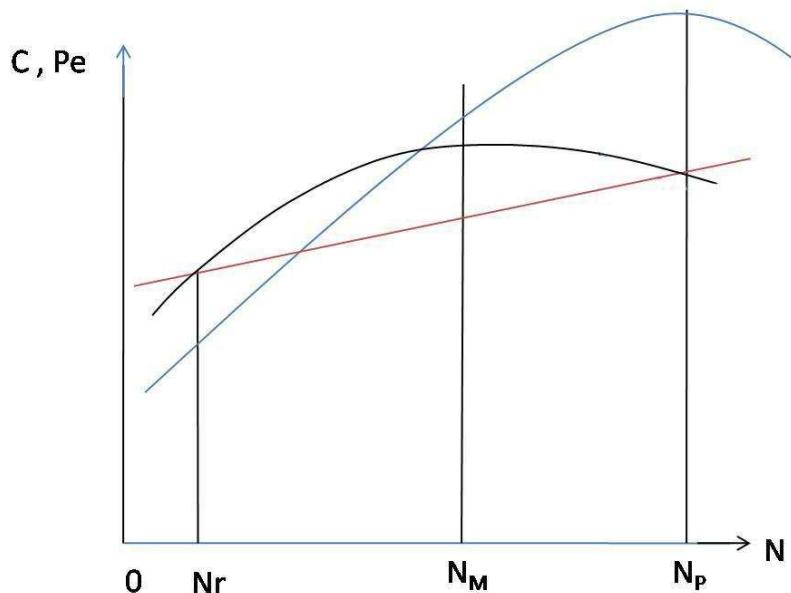
On trouve que :

$$(N_M / N_P) = \begin{cases} 0,4 \div 0,7 & (\text{essence}) \\ 0,6 \div 0,9 & (\text{diesel}) \end{cases}$$

e. Couple nominale

C'est la valeur du couple correspondant aux régimes quand le moteur atteint sa puissance maximale.

Le couple nominal est largement suffisant pour vaincre le couple résistant (couple résistant dû au démarrage)



Courbe 21 : courbe couple

- Couple nominal
- Couple maximal
- Coefficient de régularité ou d'irrégularité

$$N_r \neq N_P \text{ mais } C(N_r) = C(N_P) = C \text{ nominale}$$

Coefficient de régularité ou irrégularité

C'est le rapport entre le couple maximal et le couple nominal

$$\tau = \frac{C_{max}}{C_{nom}}$$

$$\tau = \begin{cases} 1,25 \div 1,35 & (\text{essence}) \\ 1,05 \div 1,15 & (\text{diesel}) \end{cases}$$

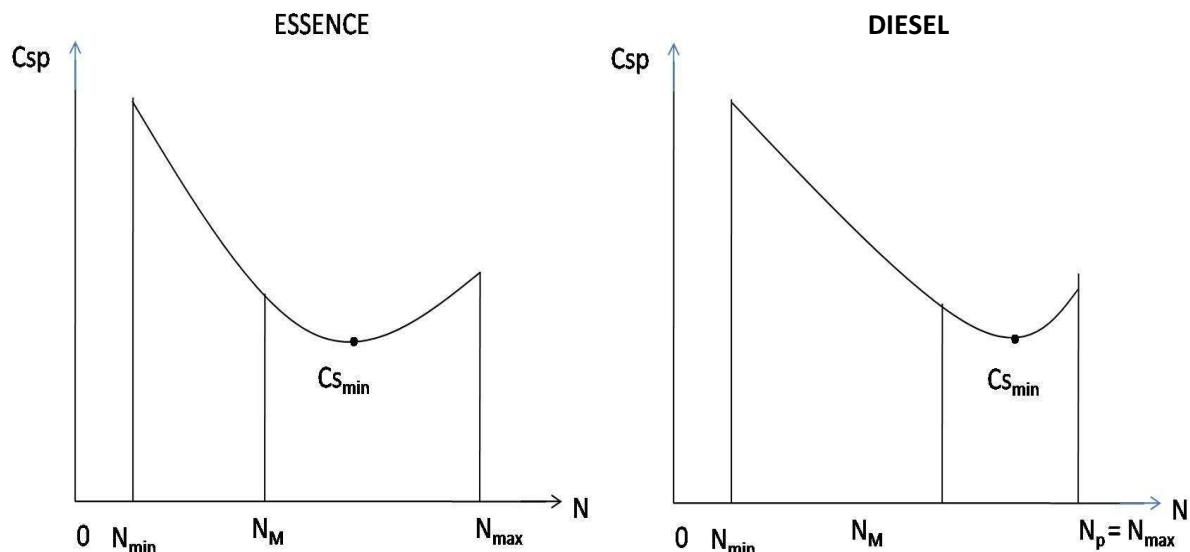
Ce coefficient caractérise la possibilité d'un moteur de fonctionner en surcharge temporaire sans faire appel au levier de vitesse. Chez le moteur diesel, il est assez faible ce qui explique que le recours au levier de vitesse est moins fréquent due à l'énormité du couple nominale.

f. Courbe consommation

Elle présente la variation de la consommation spécifique en fonction du régime et elle est définie par l'équation :

$$Cs = \begin{cases} C_{sp} [1,2 - \frac{N}{N_p} + 0,8(\frac{N}{N_p})^2] & (\text{g/kWh}) \quad \text{essence} \\ C_{sp} [1,2 - 1,2 \frac{N}{N_p} + (\frac{N}{N_p})^2] & (\text{g/kWh}) \quad \text{diesel} \end{cases}$$

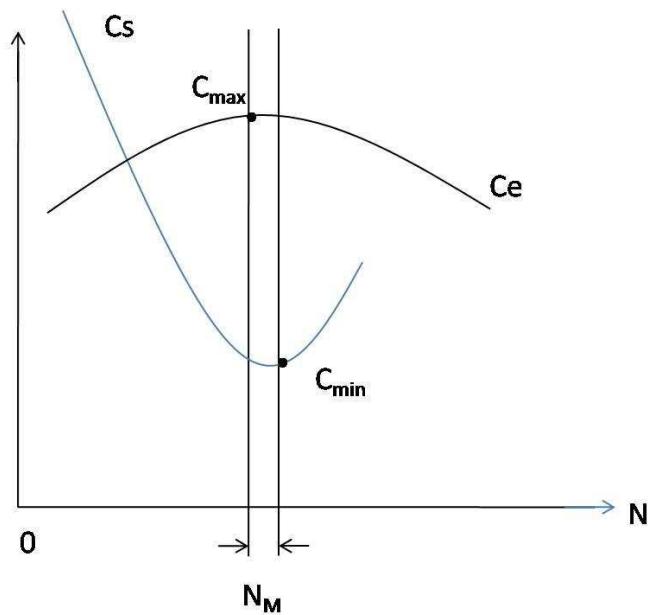
C_{sp} : consommation de puissance maximale



Courbe 22 : courbe comparatif de la consommation du moteur diesel et du à moteur essence

La courbe de consommation est incurvée vers le haut à l'inverse de celle des deux autres (P_e et C_e) car la diminution du couple entraîne un affaiblissement du rendement qui conduit automatiquement à l'augmentation de la consommation par KW.

En effet, théoriquement, le minimum de la courbe consommation devrait s'aligner avec la valeur du couple maximal, mais dans la pratique, le rendement augmente avec le nombre de tours pour des raisons thermiques et mécaniques, alors que le remplissage diminue en même temps pour engendrer un léger décalage du minimum de la courbe consommation vers la droite en rapport au maximum de la courbe couple.



Courbe 23 : couple et consommation

Chapitre 6 Etude sur le moteur d'essai

V.1. Travail indiqué

$$W_i = p_i \cdot n \cdot V_h \quad [J]$$

- p_i : pression moyenne indiquée [pa]
- V_h : cylindrée unitaire (égal à $4,06 \text{ dm}^3$ ou $4,06 \cdot 10^3 \text{ [m}^3\text{]}$)
- n : nombre du cylindre (égal à 12)

$$p_i = K \cdot p'_i$$

$$p'_i = \frac{p_a \cdot \varepsilon^k}{(k-1)(\varepsilon-1)} [\lambda_p - 1 + k \lambda_p (\delta - 1)] \eta_{th}$$

- p_a : pression d'admission

$$p_a = p_{at} - \Delta p_a$$

$$\Delta p_a = 0,13 \text{ p}_{at}$$

$$P_a = 0,1 - 0,13 \cdot 0,1 = 0,087$$

$$p_a = 0,087 \text{ MPa ou } 8,7 \cdot 10^4 \text{ [Pa]}$$

- ε : taux de compression (égal à 18,5)
- k : exposant adiabatique (égal à 1,9)
- λ_p : taux de dilatation de pression (égal à 1,60)
- $\delta = 1,47$
- η_{th} : rendement thermique théorique

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\lambda p \cdot \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} [\lambda p - 1 + k \lambda p (\delta - 1)]}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1,6 \cdot 1,47^{1,9} - 1}{18,5^{(1,9-1)} [1,6 - 1 + 1,9 \cdot 1,6 (1,47 - 1)]} = 0,91$$

$$\eta_{th} = 0,91$$

$$p'_i = \frac{8,7 \cdot 10^4 \cdot 18,5^{1,9}}{(1,9-1)(18,5-1)} [1,6 - 1 + 1,9 \cdot 1,6 (1,47 - 1)] 0,91 = 2,6 \cdot 10^6$$

$$p'_i = 2,6 \cdot 10^6 \text{ [Pa]}$$

$$p_i = 0,93 \cdot 2,6 \cdot 10^6 = 2,42 \cdot 10^6$$

$$p_i = 2,42 \cdot 10^6 \text{ [Pa]}$$

$$W_i = 2,6 \cdot 10^6 \cdot 48,72 \cdot 10^3 = 1,18 \cdot 10^{11}$$

$$\triangleright W_i = 1,18 \cdot 10^{11} \text{ [J]}$$

V.2. Puissance indiquée

$$P_i = p_i \frac{V_h \cdot n \cdot N}{30 \tau} \quad [KW]$$

- $P_i = 2,42 \text{ [MPa]}$
- N : régime du moteur (égal à 1500 tr/mn)
- τ : nombre qualifiant le temps du cycle (égal à 4)
- n : Nombre de cylindre (égal à 12)
- V_h : cylindre unitaire (égal à 4,06 l)

$$P_i = 2,42 \frac{12 \cdot 4,06 \cdot 1500}{30 \cdot 4} = 1473,72$$

$$\triangleright P_i = 1473,78 \text{ [KW]}$$

V.3. Rendement thermique indiqué

$$\eta_i = \frac{P_i}{P_{th}}$$

- P_{th} : puissance relative au combustible brûlé en temps « t » par le moteur (puissance théorique)

$$P_{th} = M \cdot I \cdot 4,2 \cdot 10^{-3}$$

- I : pouvoir calorifique du combustible (égal à 10500 [Kcal/Kg])
- M : masse de combustible brûlé en temps « t » [g]

$$M = \rho \cdot V$$

- ρ : densité volumique du combustible (égal à 1,33 [g/cm³])
- $V = nV_h = 48,72 \cdot 10^3 \text{ [cm }^3]$

$$P_{th} = 1,33 \cdot 48,72 \cdot 10^3 \cdot 10500 \cdot 4,2 \cdot 10^{-3} = 2857574,16$$

$$P_{th} = 2857,57 [\text{KW}]$$

$$\eta_i = \frac{1473,78}{2857,57} = 0,51$$

➤ $\eta_i = 0,51$ ou 51%

V.4. Consommation spécifique indiquée

$$C_{si} = \frac{3600 \cdot 10^3}{\eta_i \cdot I} [\text{g/KWh}]$$

- $I = 10500 [\text{Kcal/Kg}] = 42500 [\text{KJ/Kg}]$

$$C_{si} = \frac{3600 \cdot 10^3}{0,51 \cdot 42500} = 164,23$$

➤ $C_{si} = 164,23 [\text{g/KWh}]$

V.5. Exposant mécanique

a. Puissance mécanique

$$P_M = \frac{p_m \cdot n \cdot V_h \cdot N}{30\tau} [\text{KW}]$$

- p_m : pression moyenne de frottement

$$p_m = 0,06 \cdot v_p$$

- v_p : vitesse du piston (égal à 5m/sec) car le moteur est lent

$$p_m = 0,06 \cdot 5 = 0,3 [\text{MPa}]$$

$$P_M = \frac{0,3 \cdot 12 \cdot 4,06 \cdot 1500}{30 \cdot 4} = 182,7$$

➤ $P_M = 182,7 [\text{KW}]$

b. Rendement mécanique

$$\eta_M = \frac{P_i - P_M}{P_i} = 1 - \frac{P_M}{P_i}$$

$$\eta_M = 1 - \frac{182,7}{1473,78} = 0,87$$

➤ $\eta_M = 0,87$ ou 87%

V.6. Exposant effectif

a. Puissance effectif

$$P_e = P_i - P_M \quad [\text{KW}]$$

$$P_e = 1473,78 - 182,7 = 1300$$

$$\Rightarrow P_e = 1300 \quad [\text{KW}]$$

b. Rendement effectif

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M$$

$$\eta_e = 0,51 \cdot 0,87 = 0,44$$

$$\Rightarrow \eta_e = 0,44 \text{ ou } 44\%$$

c. Consommation spécifique effective

$$C_{se} = \frac{3,6 \cdot 10^6}{\eta_e \cdot I} \quad [\text{g/KWh}]$$

$$C_{se} = \frac{3,6 \cdot 10^6}{0,44 \cdot 42500} = 192,5$$

$$\Rightarrow C_{se} = 192,5 \quad [\text{g/KWh}]$$

V.7. Version de puissance

a. Puissance spécifique ou par litrage

$$P_l = \frac{P_e}{V_h \cdot n} \quad [\text{KW/l}]$$

$$P_l = \frac{1300}{12 \cdot 4,06} = 23,55$$

$$\Rightarrow P_l = 23,55 \quad [\text{KW/l}]$$

b. Puissance compressive

$$P_p = \frac{P_e}{F_p \cdot n} \quad [\text{KW/dm}^3]$$

- F_p : section de piston [dm²]

$$F_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

- D : alésage (égal à 165 [mm] = 1,65 [dm])

$$F_p = \frac{3,14 \cdot 1,65^2}{4} = 2,14 \text{ [dm}^2 \text{]}$$

$$P_p = \frac{1300}{2,14 \cdot 12} = 50,62$$

➤ **P_p = 50,62 [KW/ dm²]**

IV.3. Conclusion

Ces calculs sur la performance énergétique nous montrent que le moteur MTU12V4000R41R est rentable par rapport aux moteurs diesel classiques car il a une puissance élevée à basse consommation.

PARTIE IV

CONTRIBUTION A L'ETUDE DES SOLUTIONS AUX PROBLEMES LIES A L'ADAPTATION CARBURANT-CIRCUIT D'ALIMENTATION

Chapitre 1 Caractéristiques du carburant exigé par MTU pour le moteur 12V4000R41R

I.1. introduction

Choix d'un combustible diesel approprié

La qualité du combustible est primordiale pour le fonctionnement satisfaisant du moteur, sa longévité et pour le respect des prescriptions d'échappement. Les moteurs peuvent fonctionner avec la majorité des combustibles distribués dans le monde. Les propriétés et les valeurs limites précisées au tableau ci dessous (combustibles d'une qualité comparable) garantissent un rendement optimal du moteur.

Pour atteindre la puissance maximum du moteur et des durées de vie satisfaisantes des systèmes de combustible et d'injection, il y a lieu de respecter les valeurs limites pour le colmatage du filtre à combustible monté sur le moteur.

L'analyse de l'eau fraîche et des liquides de refroidissement peut être demandée à MTU. Quantité à fournir en dépendance de l'analyse à effectuer 500 à 1000 ml.

I.2. Caractéristique du combustible approprié au moteur d'essai

Le combustible à utiliser pour le moteur 12V4000R41R devrait être d'une qualité comparable avec dates de péremption comme suit :

		Norme	Valeurs limites
Composition			Le combustible ne doit pas contenir d'acides inorganiques, d'eau visible, de corps étrangers solides ni de liants à base de chlore
Encrassement total	Maxi	EN 12662	24 mg / kg
Densité à 15 °C	Mini Maxi	EN 3675 EN 12185	0,820 g / ml 0, 860 g / ml
Degré API à 60 °F	Mini Maxi		41 33
Viscosité à 40 °C	Mini Maxi	EN 3104	1,5 mm ² / s 4, 5 mm ² / s
Point d'éclair	Mini	EN 22719	60 °C
Ebullition :		EN 3405	
➤ Début d'ébullition			160 – 220 °C
➤ Volume à 250 °C	Maxi		65 % en volume
➤ Volume à 350 °C	Mini		85 % en volume
➤ Résidus et pertes	Maxi		3 % en volume
Eau	Maxi	EN 12937	200 mg / kg
Résidus des cokes sur 10% de résidus de distillation	Maxi	EN 10370	0,30 % en poids

Cendre d'oxydes	Maxi	EN 6245	0,01 % en poids
Soufre	Maxi	EN 20846 EN 20884	0,5 % en poids
Indice de cétane	Mini	EN 5165	45
Indexe de cétane	Mini	EN 4264	42
Effet corrosif sur le cuivre 3h à 50 °C	Corrosion maxi	EN 2160	1a
Résistance à l'oxydation	Maxi	EN 12205	25 g/m ³
Capacité de lubrification à 60 °C	Maxi	EN 12156-1	460 µm
Limite de filtrabilité		EN 116	
Indice de neutralisation	Maxi		0,2 mg KOH / g

Tableau 7 : caractéristique du combustible approprié au moteur MTU 12V4000R41R

Chapitre 2 Utilisation du biocarburant

II.1. Définition

Les biocarburants sont des carburants issus des plantes et qui peuvent se substituer à la source d'énergie fossile tels que le charbon et le pétrole et par-dessus tout, permettent au moteur de fonctionner. Ce sont les caractéristiques des plantes elles-mêmes qui offrent des avantages incontestables à la fois pour l'avenir de la consommation en énergie que pour la conservation de l'environnement.

II.2. Pourquoi le biocarburant ?

De nos jours, la protection de l'environnement figure parmi les plus grands soucis de l'humanité. La pollution est montrée du doigt comme étant une des raisons essentielles de la dégradation écologique. La recherche de solution pour la réduire prend alors beaucoup d'importance. L'utilisation du carburant traditionnel (gasoil ; essence,...) qui est obtenu à partir du pétrole est estimée être une des causes principales de cette pollution. Le biocarburant apparaît alors comme une solution jugée efficace pour lutter contre la dégradation de l'environnement qui en résulte. On parle alors de carburant vert ou carburant écologique.

Par ailleurs, avec le prix du pétrole qui ne cesse de fluctuer à la hausse et avec les sources d'énergie fossile qui sont presque arrivées à épuisement, la course au produit de substitution est engagée. La recherche et développement qui vont dans ce sens figurent actuellement dans les objectifs de nombreux pays. Le biocarburant prend alors toute son importance. Maintenant que les besoins en énergie ne cessent de croître et que les sources s'épuisent de plus en plus vite. Il est possible d'extraire du biocarburant à partir de nombreuses plantes telles que le soja, le colza, le jatropha curcas, ...

II.3. L'huile de jatropha

L'huile végétale de jatropha offre l'avantage d'avoir des propriétés comparables à celles du gasoil. Ce carburant oxygéné (huile végétale) peut également contribuer à la réduction d'émissions de gaz à effet de serre. La recherche expérimentale actuelle s'intéresse beaucoup à l'huile de jatropha (plante végétale non comestible) qui peut être employée comme un carburant alternatif dans un moteur Diesel. La grande viscosité de l'huile de jatropha se réduit durant un processus de préchauffage. Elle devient même comparable au carburant Diesel au-delà de 110 degrés Celsius (110 ° C).

a.Présentation et description de la plante Jatropha Curcas

Nom scientifique : Jatropha Curcas ;

Genre : Jatropha (environ 160 espèces) ;

Règne : Plantae ;

Sous-règne : Tracheobionta ;

Division : Magnoliophyta ;

Classe : Magnoliopsida ;

Sous-classe : Rosidae ;

Ordre : Euphorbiales ;

Famille : Euphorbiceae ;

Dénomination malagasy : Savoa, valavelona, Kinana fotsy, Tanatanam-potsy, Voanongo ;

Dénomination française : Pourghère ;

Dénomination africaine : Tabanami (nom Oulolof)

Hauteur : Arbuste de 3 à 4 m de haut ;

Couleur des fleurs : Rouge, fleurs très petites, groupés en corymbe unisexué monoïque de type S ;

Type de feuillage : feuille simples, vertes, alternés à long pétiole teinté de rouge pris du limbe.

Type de fruit : fruits (baies) oléagineux en capsules à trois loges renfermant chacune une grosse graine comparable au ricin ;

Aspect du tronc : tronc verdâtres portant des jeunes rameaux lisses, souples avec des nombreuses lentilles ;

Type de végétation : annuel, vivace ;

Plantation, rempotage : plantations massives, haies vives, bordures des maisons et ds routes ;

Méthode de multiplication : peut se produire aussi bien par bouture (bouturage avec différentes tailles de boutures, différents nombres de nœuds) que par semis direct, culture in-vitro possible, utilisation de différentes doses d'hormones de croissance ; la plante est productive après 3 ans.

Périodes plus fécondes : Févriers/Mars, Novembre/Décembre

Densité de plantation par hectare : 50 pieds/ha au maximum. En plein, la densité optimale de plantation recommandée en Inde est de l'ordre de 2 500 plants par hectare, d'un écartement de 2 m x 2 m, mais de densité plus faible de 1 666 plants par hectare ont également été adopté dans des systèmes pluviaux localisés dans des sites où les sols étaient plus pauvres.

Conditions de croissance :

Conditions géologiques :

- Presque tous les types de sols mais surtout les sols faiblement fertiles localisés dans les terrains marginaux,
- Terrains argileux à éviter,
- Peut se développer sur sol ferrallitique en pente le long des collines de même que sur sols moyennement fertiles,
- sols bien drainés.

Conditions climatiques

- Climat tropical et subtropical,
- Peut se développer dans des régions arides de 500 à 700mm de pluviométrie,
- Ne tolère pas les gels,
- Peut supporter des périodes de sécheresse de 3ans successifs.

Utilisation : graines

Rusticité : rustique, selon les espèces

Pic de production : obtenue au bout de 5 ans, on obtient une croissance rapide et le meilleur rendement à la première récolte.

Rendement en graine sèche : de 1,2 à 3 tonne par hectare avec une production de 300 g à 9 kg par pied et par an. La production de graines varie de 0,5 tonne à l'hectare durant la première année à plus de 15 tonnes l'hectare à la cinquième année.

Rendement en huile : environ 380 à 1200 litre par hectare ;

Durée de vie de la plante : environ 50 ans.

Espèces et variétés intéressantes :

Il existe 160 espèces originaires d'Amérique du Sud et Centrale. Les plus connues sont :

- *Jatropha curcas* dont la graine fournit une huile à usage industriel qui peut être utilisée comme biocarburant et un colorant. En Afrique, elle est appelée pourghère.
- *Jatropha gossypifolia* dont l'huile est purgative et la racine utilisée contre la lèpre.
- *Jatropha integerrima* à la floraison rouge décorative.
- *Jatropha multifida* (arbre corail) dont les feuilles sont consommées au Mexique.
- *Jatropha podagrica*, plante ornementale très prisée.
- *Jatropha phyllacantha*, plante du Brésil aussi appelée favela qui donna son nom aux quartiers déshérités de la plupart des villes du pays.

Difficulté liés aux cultures et à la l'utilisation de jatropha

Transformation

Pour obtenir de l'huile destinée au carburant, il est utile de torréfier les graines à l'aide de machine à presser et l'huile qui en sort doit être transestérifiée. Une des difficultés rencontrées correspond à l'acquisition de la presse qui coûte trop cher et ... encore, la transestérification n'est pas possible à Madagascar.

Culture

Malgré la constatation palpable du développement économique que le biodiesel du *Jatropha curcas* promet, quelques difficultés ont été rencontrées dans la réalisation des travaux y afférents. Aucune étude bien définie n'a été soulignée pour sa plantation. Comme c'est une plante sauvage, sa culture doit être suivie méticuleusement. La mauvaise qualité de la plante elle-même et de sa production peut provenir des boutures ou bien des graines pour la semence. Un des obstacles qui bloque son exploitation est l'octroi de terrains, surtout qu'aucune législation spécifique n'a été mise en place pour son droit d'exploitation et pour le droit foncier qui s'y rapporte. Ensuite Il est faisable de le planter dans tout Madagascar, mais les régions qui lui sont les plus propices sont l'Ouest et l'Est grâce à leur climat pluvieux. Dans cette localité de l'Ouest et de l'Est, c'est le bouturage qui est la méthode qui semble être la plus appropriée. Cependant, le sol aride du Sud et des Hauts-Plateaux ne sont pas moindres.

Entretien

Comme ce carburant résulte d'un phénomène bio, il est donc biodégradable, c'est-à-dire qu'il peut être détruit par des micro-organismes. Des complications concernant le soin et l'entretien sont pareillement rencontrées, l'organisation des travaux n'est pas facile non plus car les paysans, se trouvant dans les régions reculées, sont souvent ingérables. Les conseils des spécialistes ne sont pas suivis à 100 % par les paysans et il est assez difficile de les convaincre. Les cultivateurs locaux sont confrontés à un souci de financement car les

prêts pour cette activité sont rares, voire même inexistant. Et même si le prêt est accordé, le taux semble être trop élevé et le remboursement pèse lourd.

⊕ **Pays producteurs :**

Inde, Philippines, Indonésie, Afrique du Sud, Burkina Faso, Mali, Sénégal, Ghana, Malawi, Zambie et Madagascar. Les pays producteurs de jatropha sont de plus en plus nombreux à se lancer dans l'aventure de production de biodiesel.

⊕ **Composition de la graine (100 g)**

Eau : 6,6 g ;

Protéines : 18,2 g ;

Lipides : 38,0 g ;

Sucres : 33,5 g ;

Fibres : 15,5 g ;

Cendres : 4,5 g ;



Fig. 5: *Fleur de jatropha*

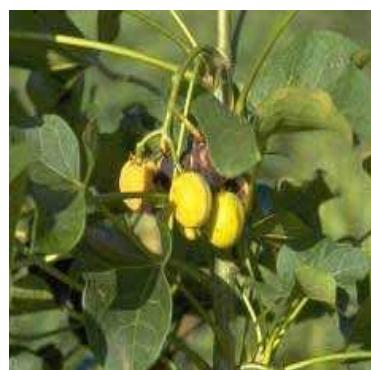


Fig. 59 : *Fruit de jatropha*



Fig. 60 : *plante de jatropha*

b. **Le Jatropha Curcas à Madagascar**

Actuellement, très répandu dans la grande île, le Jatropha Curcas sert à plusieurs usages. Dans la province de Fianarantsoa, la plante sert de haie vive. A Ambatondrazaka, on l'utilise contre le phénomène de lavakisation. Dans la région de SAVA, il sert de tuteur de Vanille.

Extraction d'huile

Préparation

Pour préparer les graines afin de procéder à l'extraction de l'huile, elles doivent être chauffées au soleil sur une feuille en plastique noir pendant plusieurs heures ou bien dans une poêle à frire pendant 10 minutes.

Pressage

Après la préparation de l'huile, il faut accéder au pressage des graines.

Description de la presse

- **La trémie** amène les graines jusqu'au piston. À cause de ses petits diamètres, le flux de graines est souvent bloqué; avec une petite tige les graines peuvent être poussées dans le cylindre. D'habitude le levier de la presse est muni d'une petite barre métallique qui pousse les graines automatiquement.

- **Le piston** exerce la pression pour faire sortir l'huile du tourteau.

Parfois le piston reste bloqué dans le cylindre et est difficile à déplacer. Pour cela la presse doit être composée de pièces détachées. Le piston et le cylindre doivent toujours être nettoyés à fond.

- **La cage** est une pièce mécanique soudée qui est formée par des barres métalliques avec un petit intervalle entre eux. Avant d'utiliser la presse s'assurer que les intervalles ne sont pas bouchés.

- **La sortie** est la partie réglable de la presse. Plus elle est fermée, plus il est difficile de presser les tourteaux par le chemin de sortie (cannelure) mais plus on aura d'huile extraite (taux d'extraction élevée). La sortie peut être réglée de manière à ce qu'on puisse pousser le levier vers le bas sans fournir beaucoup d'efforts (sans avoir à se pendre au levier).

Les graines contiennent **30 à 35 % d'huile**. Avec l'extracteur d'huile mécanique (comme la **presse de Sundhara**) jusqu'à **75 - 80 % d'huile** peuvent être extraits ; avec la presse manuelle (**presse ram Bielenberg**), seulement **60 - 65 % de l'huile** peuvent être extraits (5 kg de graines donnent environ 1 litre d'huile).

Purification de l'huile

Il y a 3 façons de purifier l'huile :

- **La sédimentation**

C'est la méthode la plus facile pour obtenir de l'huile claire, mais il faut une semaine pour que le sédiment soit réduit à 20 – 25 % du volume d'huile brute.

- **La cuisson avec de l'eau**

Le procès de purification peut être accéléré en faisant bouillir l'huile avec à peu près 20% d'eau. On doit continuer à laisser bouillir jusqu'à ce que l'eau se soit évaporée (Plus de bulles de vapeur d'eau). Après quelques heures l'huile devient claire.

- **Le filtrage**

Passer l'huile à travers un filtre est un processus très lent et il n'a pas d'avantage par rapport à la sédimentation. Il n'est pas recommandé.

c. Composition de l'huile de Jatropha

L'huile de jatropha est composée principalement des acides gras suivants :

Identification	Valeur en pourcentage (%)
Acide oléique	36 à 64
Acide myristique	1.4
Acide palmitique	10 à 17
Acide stéarique	5 à 10
Acide linoléique	18 à 45
Acide arachidique	0 à 0.3
Acide palmitoléique	0 à 1.5

Tableau 8 : composition de l'huile de jatropha

d. Propriété de l'huile de Jatropha Curcas :

L'huile de Jatropha est de très bonne qualité, leurs propriétés varient en fonction de son origine, de son mode d'extraction et de sa condition de stockage. Ainsi, les valeurs numériques énumérées sont seulement à titre indicatif.

- Propriété organoleptique

L'huile de Jatropha est liquide à la température ambiante, d'aspect huileux et d'odeur caractéristique.

Selon le mode d'extraction, et de cuisson, la couleur de l'huile varie du jaune au marron foncé. La couleur marron provient de la dégradation partielle de l'huile par la température.

- Propriétés physiques

Spécifications	Spécifications standard d'huile de Jatropha Curcas
Pouvoir calorifique supérieur (PCS)	39,7 [MJ/kg]
Pouvoir calorifique inférieur (PCI)	38,65 [MJ/kg]
Densité à 20°C	0,92 – 0,94 [g/cm ³]
Point de solidification	2.00°C
Point de distillation	295 °C
Point de combustion	192 °C
Point de congélation	8°C
Viscosité à 15°C	45 [mm ² /s]
Point d'éclair	225 – 240°C

Tableau 9 : propriété physique de l'huile de jatropha

- Propriétés chimiques

Indice de saponification

L'indice de saponification exprime la quantité en milligrammes nécessaire pour saponifier un gramme d'huile ou de graisse c'est-à-dire pour faire passer à l'état de savon aussi bien les acides gras combinés que des acide libres. Il est aussi appelé équivalent de saponification, c'est le nombre de grammes d'acide gras saponifié par mole d'hydroxyde de potassium.

Indice d'iode

Caractériser une huile végétale par son degré d'insaturations revient à évaluer son indice d'iode qui est le nombre de gramme d'iode réagissant avec 100g d'huile.

<i>Spécifications</i>	<i>Spécifications standard d'huile de Jatropha Curas</i>
Indice de cétane	51.00
Indice de saponification	185 à 210
Indice d'acide	3 à 38
Indice d'iode	95 à 110
Teneur en soufre	0,13 %
Teneur en eau	1,4%
Teneur en cendre	0,8
Valeur d'acide	6,3/28,0 mg KOH.g ⁻¹

Tableau 10 : propriété chimique de l'huile de jatropha

e.Rendement en huile

La graine de l'huile de jatropha est composée :

- d'amande : 63,5%
- de coque : 36,5%

La teneur en huile de la graine est d'environ 33%, celle de l'amande (graine décortiquée) d'environ 50%. Pour la graine arrivée à maturité :

- Amande + Coque : Supérieur à 40%
- Amande : 68%

L'analyse de la graine de Jatropha Curcas montre les compositions chimiques suivantes :

Identification	Teneur en pourcentage (%)
Protéine	18,00 %
Graisse	38,00 %
Hydrates de carbone	17,00 %
Fibre	15,50 %

Tableau 11 : composition chimique de l'huile de jatropha

Chapitre 3 Utilisation de l'huile de jatropha comme carburant pour le moteur d'essai

III.1. Interprétation du résultat dans l'utilisation de l'huile de Jatropha comme carburant sur le moteur d'essai

a. Avantage

Les avantages des huiles végétales pour l'utilisation directe comme carburant dans le moteur diesel sont :

- Le contenu de chaleur (80 % de diesel),
- La disponibilité
- La possibilité de renouvellement.

b. Effets engendrés par l'huile de jatropha sur le circuit d'alimentation du moteur

Théoriquement, nous avons constaté que quelques caractéristiques de l'huile de jatropha n'est pas conformément aux besoins exiger par les éléments constitutifs du circuit d'alimentation du moteur d'essai :

- Forte viscosité de l'huile de jatropha

La viscosité de l'huile de jatropha est environ dix fois plus grande par rapport à celle du gasoil ($45 \text{ mm}^2/\text{s}$) or la viscosité maximum du liquide qui peut traverser le tamis du filtre est $29 \text{ mm}^2/\text{s}$:

- La société MADARAIL pratique le changement du filtre carburant tout les 500 heures en utilisant le gasoil, mais l'huile de jatropha provoque le colmatage précoce du filtre carburant,
- Le débit de l'huile à la sortie du filtre est insuffisant, d'où la pompe d'alimentation ne peut pas assurer le dosage de la pompe haute pression (500 Pa)
- La pression à la sortie de la pompe haute pression (1800 bar) n'est pas atteinte.

- Faible volatilité de l'huile de jatropha

A part de la forte viscosité de l'huile de jatropha qui rend difficile sa pulvérisation à travers les injecteurs et qui peut produire une défaillance de ce dernier, la faible volatilité de l'huile ne peut pas satisfaire les conditions de la combustion.

- La teneur en acide de l'huile de jatropha

L'huile de jatropha est composée par des acides gras : acide oléique, acide linoléique ... Sa valeur d'acide est $6,3 / 28,0 \text{ mg KOH}^{-1}$, or la conduite de carburant du moteur

MTU12V4000R41R est en acier selon la norme DIN 2391. La société propose que le combustible à utiliser sur ce moteur ne contienne pas d'acide.

c. Conclusion et perspective

Les résultats de l'utilisation de l'huile brute de jatropha dans le moteur d'essai sont loin d'être satisfaisant par rapport à l'utilisation du gasoil.

Pour remédier ces problèmes ci-dessus, deux démarches sont possibles : soit on adapte l'huile végétale au circuit d'alimentation du moteur Diesel existant, soit on adapte le circuit d'alimentation du moteur Diesel existant à l'huile végétale.

Dans notre cas, nous allons choisir l'adaptation de l'huile de jatropha au circuit d'alimentation du moteur MTU 12V4000R41R.

III.2. Adaptation de l'huile de jatropha au moteur d'essai :

Il existe deux solutions techniques pour adapter l'huile de jatropha au moteur d'essai: soit la transformation chimique de l'huile par estérification, soit le mélange de l'huile avec le gasoil.

a. Mélange huile – gasoil :

La viscosité

La viscosité de l'huile végétale diminue lorsqu'on lui ajoute du gasoil. On peut ajouter jusqu'à 30% gasoil dans l'huile de jatropha.

Le point éclair

Le point éclair correspond à la température minimale à laquelle les vapeurs d'un liquide s'enflamme, soit de manière spontanée (auto inflammation), soit par l'intermédiaire d'une flamme pilote. Le liquide fournit suffisamment de vapeurs pour former avec l'air ambiant un mélange gazeux qui s'enflamme sous l'effet d'une source d'énergie calorifique telle qu'une flamme pilote ou telle qu'une bougie de chauffage.

Pour le gasoil la température du point éclair est de 55 à 90 °C. Pour l'huile de jatropha le point éclair est supérieur à 110°C.

Des études ont montré que la courbe de distillation était en lien direct avec le point éclair, un point de référence de cette courbe correspondant à la température pour laquelle 50% du fluide s'est évaporé.

On constate que cette température de référence est plus élevée pour l'huile végétale que pour le gasoil, elle est de l'ordre de 295°C et de 260°C pour le gasoil.

D'autre part les études ont aussi montré que pour avoir une bonne combustion de l'huile il était nécessaire d'augmenter la température en fin de compression d'une quantité égale à l'écart de température constaté au point de référence entre l'huile et le gasoil. Sinon, la combustion est moins bonne avec de légères fumées noires et une odeur typique de l'huile.

b. Transformation chimique de l'huile de jatropha par estérification :

La réaction de transestérification (alcoolysé) est une transformation d'un ester en un autre ester. La transestérification est la technique classique de production de biodiesel. Il s'agit d'un procédé dans lequel les huiles végétales, les graisses animales ou les huiles à base de micro-algues sont mélangées à froid à un alcool (éthanol ou méthanol) en présence d'un catalyseur basique (hydroxyde de sodium NaOH ou de potassium KOH) ou d'un catalyseur acide (acide sulfurique H₂SO₄). Un alkyle ester et de la glycérine en dérivent. Les alkyles esters sont connus sous le nom de biodiesel. La réaction de transestérification est présentée généralement par l'équation suivante :

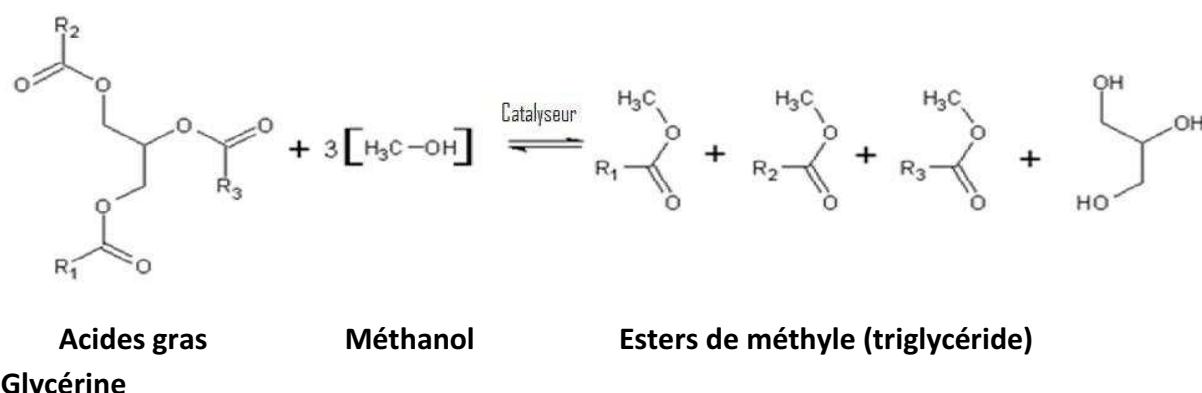


Figure 61. Réaction générale de la transestérification.

La figure ci-dessous montre les différentes étapes de la transformation de l'huile de jatropha en biodiesel par transesterification.

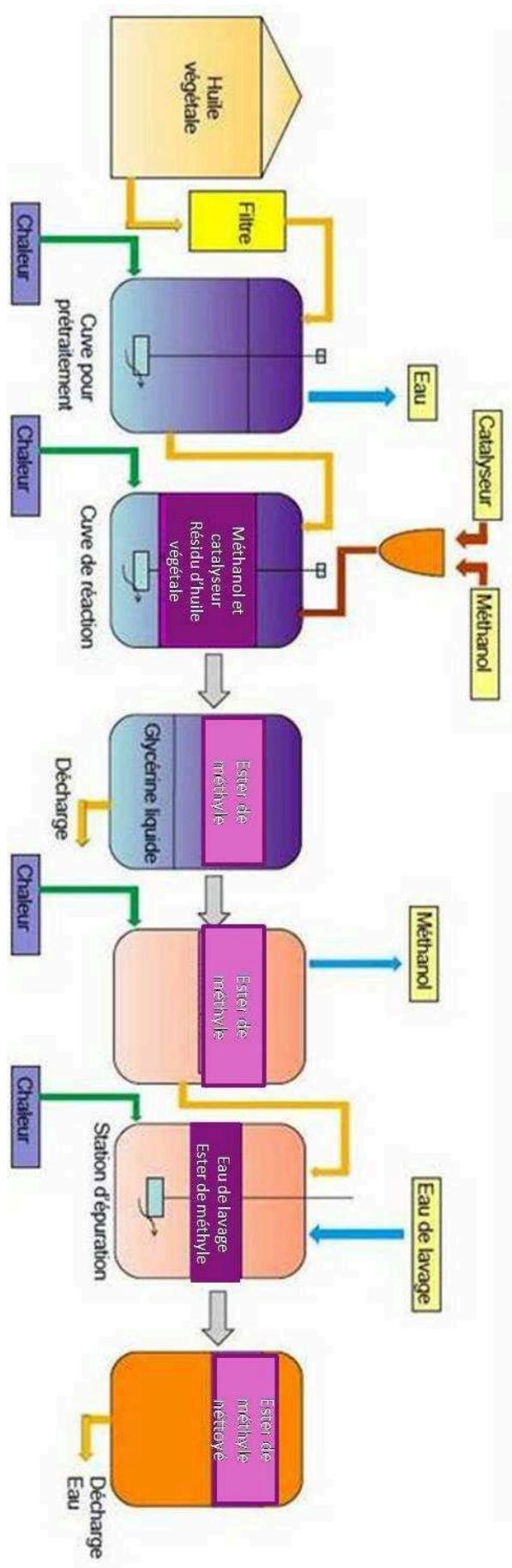


Figure 62 les différentes étapes de la transformation de l'huile de jatropha en biodiesel par transesterification.

La transformation des huiles ou des graisses en esters éthyliques (ou esters méthyliques) permet d'augmenter la volatilité de l'huile et permet de réduire :

- La masse moléculaire à un tiers de celle de l'huile,
- La viscosité d'un facteur huile,
- La densité de l'huile.

Les propriétés physiques des esters éthyliques (ou esters méthyliques) obtenus lors de la réaction de transestérification sont alors proches de celles du gasoil.

L'étude de nouvelles solutions de recharge en matière de carburants acquiert une importance sans cesse croissante pour des raisons évidentes tant économiques qu'environnementales. Ces solutions devront être à faible coût de fabrication, ayant l'avantage d'être une source renouvelable d'énergie capable de lutter contre les changements climatiques et la pollution de l'air des centres urbains.

Dans cette partie, nous parlerons des transestérifications par le mécanisme, des méthodes de la création, des techniques de fabrication de biocarburant et des facteurs influençant la transestérification.

i. Principes et principales matières premières :

Généralement, le méthanol et l'éthanol sont les deux alcools les plus utilisés pour transestérifier. Pourtant, l'ester le plus employé est l'ester méthylique car le prix de méthanol est moins coûteux que les autres alcools sauf dans quelques pays. Les esters de l'huile végétale et de graisse animale ayant une masse moléculaire basse sont étudiés pour la production potentielle de biodiesel. Les propriétés des alcools utilisés de C1 à C4 sont introduites dans le tableau suivant.

Nom	Formules	Masse moléculaire (gram)	Point bout (°C)	Point de fusion (°C)	Densité (mg.L ⁻¹)
Méthanol	CH ₃ OH	32,042	65	-93,9	0,7914
Ethanol	C ₂ H ₅ OH	46,069	78,5	-117,3	0,7893
1-propanol	CH ₃ OHCH ₂ CH ₃	60,096	97,4	-126,5	0,8035
2-iso-propanol	CH ₃ -CHOH-CH ₃	60,096	82,4	-89,5	0,7855
1-butanol	CH ₃ -CH ₂ -CH ₂ -CH ₂ OH	74,123	117,2	-89,5	0,8098
2-butanol	CH ₃ -CHOH-CH ₂ -CH ₃	74,123	99,5	-	0,8080
2-Methyl-1-propanol	CH ₂ OH-CH(CH ₃)-CH ₂ -CH ₃	74,123	108	-	0,8018
2-Methyl-2-propanol	CH ₃ -CHOH(CH ₃)-CH ₃	74,123	82,3	25,5	0,7887

Tableau12. Propriétés de C1-C4 alcools

ii. Principales familles de catalyseurs :

Les catalyseurs utilisés dans la réaction de transestérification sont généralement les bases (NaOH, KOH, etc.) ou les acides (H₂SO₄ normalement). En général, dans la transestérification avec bases catalyseurs, la vitesse de réaction est plus rapide qu'avec

l'acide catalyseur. Le rendement d'esters méthyliques obtenu par la transestérification avec bases catalyseurs est également supérieur au rendement d'esters méthyliques obtenus par la réaction avec acide catalyseur.

iii. Mécanismes de la transestérification :

1. La réaction

Le but de la réaction

La décomposition thermique de l'huile est un ester de glycérine, l'absence d'oxygène conduit à la formation de glycérol et d'un mélange d'Esters.

L'objectif d'une telle étude est l'utilisation des esters obtenus comme carburant diesel ; l'étude conduit en même temps à :

- L'élimination totale de la glycérine,
- La diminution du point d'ébullition de l'huile,
- La diminution du point d'éclair de l'huile,
- L'utilisation de la glycérine dans l'industrie chimique,
- L'utilisation des sous produits dans l'industrie de savon et des détergents.

2. La séparation

La réaction génère deux nouveaux produits, le glycérol et le biodiesel (ester) auxquels demeurent mélangé l'alcool en excès utilisé lors de la réaction. Le glycérol étant plus dense que le biodiesel, les deux phases peuvent être séparées de façon gravitaire en soutirant le glycérol par le bas du réservoir de décantation. Un décanteur centrifuge peut aussi être utilisé pour accélérer cette séparation.

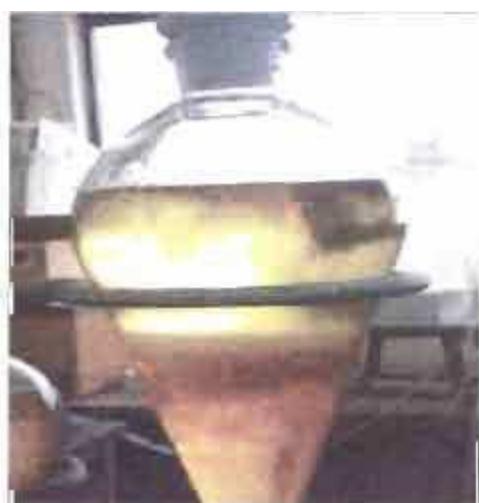


Fig. 63 : Avant séparation

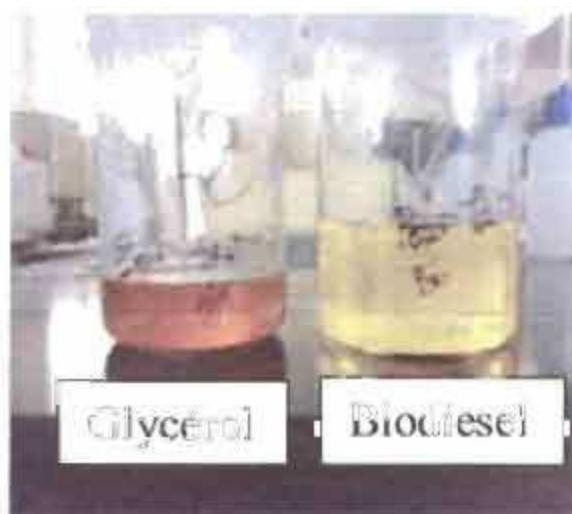


Fig. 64 : Après séparation

3. Récupération de l'alcool

Après séparation du glycérol et du biodiesel, l'excès d'alcool dans chacune des phases est enlevé par évaporation ou par distillation. L'alcool ainsi recueilli est par la suite réutilisé dans le procédé.

4. Neutralisation du glycérol

Le catalyseur est neutralisé à l'aide d'un acide, ce qui produit du glycérol brut dont la pureté varie entre 80 et 88 %. Le glycérol à cette étape peut contenir de l'eau, des savons, de l'alcool et des traces de catalyseur non utilisé. Pour des besoins particuliers (marchés pharmaceutiques et cosmétiques), le glycérol est distillé afin d'obtenir un degré de pureté supérieur à 99 %.

5. Lavage du biodiesel (ester)

Selon le procédé et l'utilisation finale du biodiesel, il peut être purifié par lavage à l'eau chaude afin d'éliminer les résidus de catalyseur et les autres impuretés. Le biodiesel ainsi produit est un liquide ambre-jaune d'une viscosité similaire au pétro-diésel.

iv. Les facteurs influençant de la réaction de transestérification :

Le procédé de transestérification est influencé par les facteurs dépendant de la condition de la réaction utilisée. Quelques principaux facteurs sont discutés dans la partie suivante. Ce sont le taux molaire d'alcool et l'huile, la teneur en eau et l'acides gras libres dans l'huile, le type de catalyseurs, la concentration de catalyseur, la température, l'intensité de mélange, la durée de réaction, la taille particule de la graine dans la transestérification, etc.

Voici le tableau qui présente les conditions de transestérification et le rendement d'ester.

Matière	Conditions de Transestérification					Rend. d'ester (%)
	Alcool	Taux molaire d'alcool/huile (graine)	Catalyseur	T (°C)	Temps (min)	
Huile de jatropha	Butanol	6:1 à 21:1	NaOH	75 - 115	60	60 - 80
	Méthanol	5:1	0.55% w/v KOH	60	20 - 40	94 - 100
	Méthanol	6:1	1.3% KOH	64	20	>98

Tableau 13 : condition de transestérification

III.3. Evaluation du résultat de transestérification de l'huile de jatropha

Les propriétés d'esters méthyliques d'acides gras obtenus par transestérification sont presque les mêmes que celles du gasoil.

Propriété	unité	Huile de jatropha	Biodiesel de Jatropha	Gasoil approprié pour le moteur MTU12V4000R41R
Densité à 15°C	g.cm ⁻³	0,92 – 0,94	0,86 – 0,88	0,8 – 0,86
Viscosité à 15 °C	mm ² .s ⁻¹	24,5 – 27,11	4,8	1,5 – 4,5
Point d'éclairage	°C	225 – 240	50 – 58	60
Teneur en eau	%	1,4	0,025	0,02
Teneur en cendre	%	8,8	0,012	0,01
Valeur d'acide	mg KOH.g ⁻¹	6,3 – 28	0,4	–
Valeur calorifique	MJ.Kg ⁻¹	39,7 – 38,65	39,23	42

Tableau 14 : Tableau comparatif de l'huile de jatropha, biodiesel de jatropha et le gasoil approprié pour le moteur d'essai

III.4. Conclusion

Alors que les ressources en pétrole se raréfient, l'homme cherche constamment des produits de substitution. L'adaptation de l'huile de jatropha comme carburant, après estérification, nous donne un niveau de performance et une qualité de produit fini comparable à celle du gasoil. Bref, on peut dire que le changement des éléments comme : filtre à gasoil, pompe d'injection et injecteur n'est pas exigé pour assurer un bon fonctionnement du moteur d'essai dans l'utilisation de l'huile de jatropha transestérifiée. Toutes fois, il reste à savoir si certaines performances énergétiques n'ont pas enregistré une force dégradation à cette issue. Pour cela, passons à l'étape suivante qui traite en partie ce problème.

Chapitre 4 Calcul des performances énergétiques du moteur d'essai dans l'utilisation de l'huile de jatropha transestérifiée (ou biodiesel de jatropha)

IV.1. Rendement thermique théorique

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\lambda p \cdot \delta^k - 1}{\varepsilon^{k-1} [\lambda p - 1 + k \lambda p (\delta - 1)]}$$

IV.2. Puissance indiquée

$$P_i = p_i \frac{V_h \cdot n \cdot N}{30 \tau} \quad [\text{KW}]$$

- $p_i = 2,3 \text{ [MPa]}$
- N : régime du moteur (égal à 1500 tr/mn)
- τ : nombre qualifiant le temps du cycle (égal à 4)

$$P_i = 2,3 \frac{48,72 \cdot 1500}{30 \cdot 4} = 1400,7$$

➤ **$P_i = 1400,7 \text{ [KW]}$**

IV.3. Rendement thermique indiqué

$$\eta_i = \frac{P_i}{P_{th}}$$

- P_{th} : puissance relative au combustible brûlé en temps « t » par le moteur (puissance théorique)

$$P_{th} = M \cdot I \cdot 4,2 \cdot 10^{-3}$$

- I : pouvoir calorifique du combustible (égal à 9230 [Kcal/Kg])
- M : masse de combustible brûlé en temps « t » [g]

$$M = \rho \cdot V$$

- ρ : densité volumique du combustible (égal à 0,88[g/cm³])
- $V = nV_h = 48,72 \cdot 10^3 \text{ [cm}^3\text{]}$

$$P_{th} = 0,88 \cdot 48,72 \cdot 10^3 \cdot 9230 \cdot 4,2 \cdot 10^{-3} = 1662037,978$$

$$P_{th} = 1662,04 \text{ [KW]}$$

$$\eta_i = \frac{1400,7}{1662,04} = 0,84$$

➤ $\eta_i = 0,84$ ou 84%

IV.4. Consommation spécifique indiquée

$$C_{si} = \frac{3600 \cdot 10^3}{\eta_i \cdot I} \quad [g/KWh]$$

- $I = 9230 \text{ [Kcal/Kg] } = 39227,5 \text{ [KJ/Kg] }$

$$C_{si} = \frac{3600 \cdot 10^3}{0,84 \cdot 39227,5} = 109,25$$

➤ $C_{si} = 109,25 \text{ [g/KWh] }$

IV.5. Exposant mécanique

a. Puissance mécanique

$$P_M = \frac{p_m \cdot n \cdot V_h \cdot N}{30\tau} \quad [KW]$$

- p_m : pression moyenne de frottement

$$p_m = 0,06 \cdot v_p$$

- v_p : vitesse du piston (égal à 5m/sec) cas du moteur lent

$$p_m = 0,06 \cdot 5 = 0,3 \text{ [MPa] }$$

$$P_M = \frac{0,3 \cdot 48,72 \cdot 1500}{30 \cdot 4} = 182,7$$

➤ $P_M = 182,7 \text{ [KW] }$

b. Rendement mécanique

$$\eta_M = \frac{P_i - P_M}{P_i} = 1 - \frac{P_M}{P_i}$$

$$\eta_M = 1 - \frac{182,7}{1400,7} = 0,86$$

➤ $\eta_M = 0,86$ ou 86%

IV.6. Exposant effectif

a. Puissance effectif

$$P_e = P_i - P_M \quad [\text{KW}]$$

$$P_e = 1400,7 - 182,7 = 1218$$

$$\triangleright \quad P_e = 1218 \quad [\text{KW}]$$

b. Rendement effectif

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M$$

$$\eta_e = 0,84 \cdot 0,86 = 0,72$$

$$\triangleright \quad \eta_e = 0,72 \text{ ou } 72\%$$

c. Consommation spécifique effectif

$$C_{se} = \frac{3,6 \cdot 10^6}{\eta_e \cdot I} \quad [\text{g/KWh}]$$

$$C_{se} = \frac{3,6 \cdot 10^6}{0,72 \cdot 39227,5} = 127,46$$

$$\triangleright \quad C_{se} = 127,46[\text{g/KWh}]$$

IV.7. Version de puissance

a. Puissance spécifique ou par litrage

$$P_l = \frac{P_e}{V_h \cdot n} \quad [\text{KW/l}]$$

$$P_l = \frac{1218}{48,72} = 25$$

$$\triangleright \quad P_l = 25 \quad [\text{KW/l}]$$

b. Puissance compressive

$$P_p = \frac{P_e}{F_p \cdot n} \quad [\text{KW/dm}^3]$$

- F_p : section de piston [dm²]

$$F_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

- D : alésage (égal à 165 [mm] = 1,65 [dm])

$$F_p = \frac{3,14 \cdot 1,65^2}{4} = 2,14 [\text{dm}^2]$$

$$P_p = \frac{1218}{2,14 \cdot 12} = 47,42$$

$$\Rightarrow P_p = 47,42 [\text{KW/ dm}^2]$$

Tableau comparatif de l'utilisation du gasoil et de l'huile de jatropha pour le moteur MTU 12V4000R41R

	Gasoil	biodiesel de jatrofa
η_i	0,51	0,84
η_M	0,87	0,86
η_e	0,44	0,72
P_i [KW]	1473,78	1400,7
P_M [KW]	182,7	182,7
P_e [KW]	1300	1218
P_l [KW/l]	23,55	25
P_p [KW/dm ²]	50,62	47,42
C_{si} [g/KWh]	164,23	109,25
C_{se} [g/KWh]	192,5	127,46

Tableau 15 : comparaison de l'utilisation du gasoil et de l'huile de jatropha pour le moteur d'essai

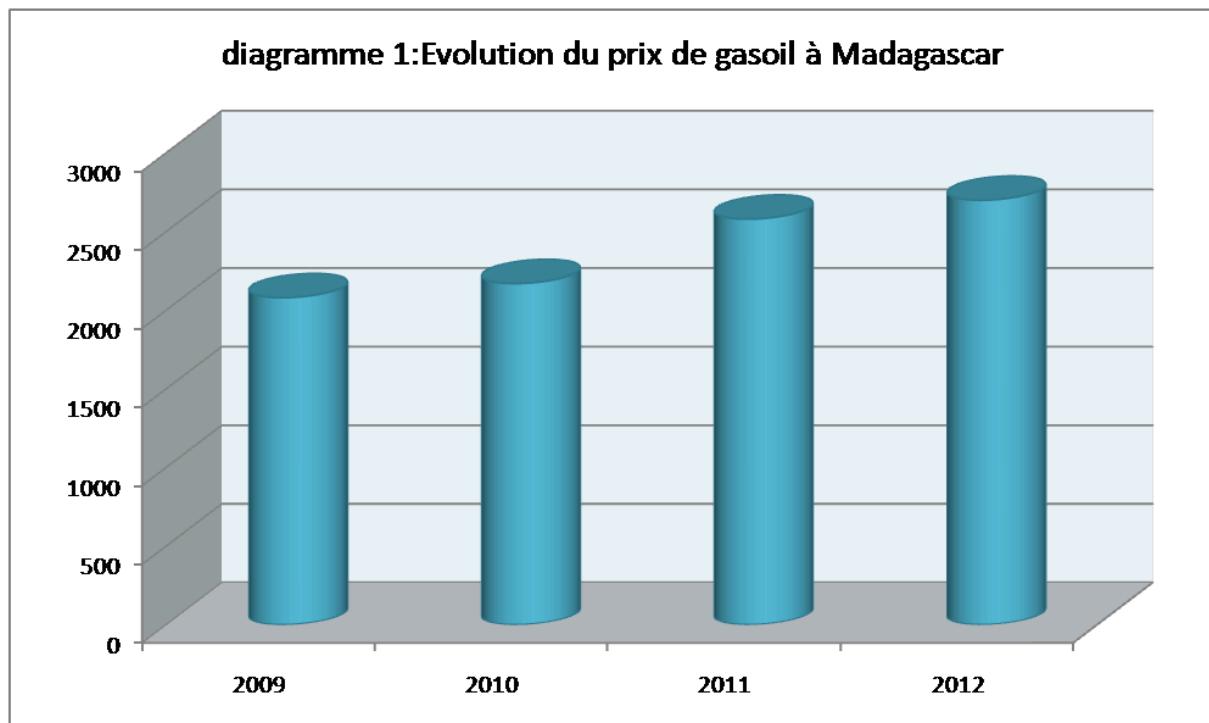
Le tableau montre que les écarts ne sont pas énormes, en particulier on remarque qu'en termes de puissance, le gasoil conserve toujours un avantage un peu appréciable mais l'huile de jatropha transtétrifiée se rattrape du côté consommation.

Prix du litre de l'huile de jatropha à Madagascar :

A Madagascar, le litre d'huile de Jatropha est vendu entre 0,40 à 0,50 dollar. Où la société D1 a commencé la culture de la plante à la fin 2006, le prix d'un litre de diesel « Jatropha », pas encore commercialisé, serait équivalent à celui d'un litre de gasoil ordinaire. Alors ce prix reste toujours inférieur au prix du diesel à la pompe à Madagascar, même avec le biodiesel du jatropha, il ne dépassera pas 1 dollar (≈ 2000 Ar)

Prix du litre du gasoil à Madagascar :

Depuis ces derniers temps, le prix du litre du gasoil à Madagascar ne cesse d'augmenter. Voici le diagramme qui nous montre l'évolution du prix du gasoil à Madagascar depuis ces quatre dernières années.



Actuellement, le gasoil se vend à 2680 Ar le litre à la pompe.

IV.8. Conclusion

Théoriquement, l'utilisation de l'huile de jatropha sur le moteur MTU 12V4000R41R est plus rentable par rapport à l'utilisation du gasoil. En générale, l'utilisation de l'huile de jatropha comme carburant nous donne une économie d'environ 40%.

Chapitre 5 Etude environnementale

V.1. Introduction

L'environnement, c'est l'ensemble des écosystèmes, naturels ou biophysique, soit créé par l'homme, soit naturel qui constitue cet univers, dans lequel l'être et d'autres organismes vivent en constante interaction.

Alors l'environnement c'est l'ensemble des milieux, tant naturels qu'artificiel déterminant la vie humaine, végétale et animale qui fait intervenir des facteurs biologique, écologique, des socio-économique, culturels et technologiques. Tout facteur étant à la base des interactions spatio-temporelles entre l'homme et la nature.

V.2. Impacts environnementaux sur l'utilisation du moteur diesel

L'un des inconvénients des moteurs diesel ou à allumage commandé, est la pollution de l'atmosphère par les gaz d'échappement. Bien qu'ils ne contribuent souvent que pour une part limitée à la pollution globale, leurs effets peuvent devenir importants en fonction du site et de la densité de fonctionnement ou de la densité de trafic notamment en milieu semi-fermé (atelier, magasins, entrepôts, fouilles en grande masse, parcs de stationnement, ...)

La pollution par le monoxyde de carbone (CO), les oxydes d'azote (NOx), les particules et certains composés organiques affecte les personnes exposées au trafic d'engins à moteur sur les lieux de travail : aussi bien les conducteurs situés à proximité de l'échappement que les travailleurs appelés à séjourner ou circuler dans l'atmosphère polluée.

a. Caractéristiques des gaz émis produits par le gasoil

Les particules émises par les moteurs diesels sont en quantité de 10 à 20 fois supérieures à celles émises par les moteurs à essence. Elles sont composées d'une fraction solide comprenant du carbone et des cendres, de composés organiques et de particule de sulfate. Les composés organiques sont en grande partie absorbés sur les particules de carbone. Ils proviennent soit des carburants, soit des lubrifiants, leur composition est complexe et varie en fonction du carburant, du moteur et des conditions de fonctionnement. Ils contiennent en particulier des composés aromatiques polycycliques et des dioxines. Les particules se composent de particule élémentaire dont les tailles vont de 3 à 500 nm ; celle-ci s'agglomèrent pour former des chaînes dont la taille peut atteindre environ 30 µm. les particules les plus fines ne représentent que 1% en masse mais plus de 90 % en nombre. 50 à 80 % en masse des particules ont des diamètres compris entre 20 et 500 nm

b. Caractéristique des gaz émis produits par l'huile de Jatropha

La culture de l'huile de jatropha comme carburant, nous amènent à la déduction suivante. A la limite, les paysans auront leurs propres sources d'énergie pour les productions locales et pourront faire des économies. Pour les consommations de l'huile de jatropha en tant que carburant, une diminution des gaz d'échappement par rapport au gasoil présent un grand avantage.

En effet, la quantité de CO₂ rejeté est plus ou moins la même quantité que la plante a absorbée durant sa croissance. L'huile de jatropha ne contient que très peu de soufre. Les émissions du CO, NOx et des HC sont de même ordre de grandeur mais pas nécessairement plus faibles. Nous avons donc tout à gagner en utilisant l'huile comme carburant, qui globalement moins polluante.

c. Principaux polluants :

La combustion du carburant génère un certain nombre de polluants parmi lesquels :

- Le dioxyde de carbone CO₂.
- L'oxyde d'azote NOx.
- Les hydrocarbures HC.
- Les fines particules.
- Le dioxyde de soufre SO₂.

Les particules sont actuellement les polluants les plus combattus à l'aide du filtre à particule. Elles se forment lors d'une combustion incomplète par manque d'oxygène.

Il existe d'autres formes de pollution comme le bruit du moteur et l'odeur des gaz d'échappement.

V.3. Effets des émissions sur la santé

Les effets des émissions des moteurs diesel sur la santé ont fait l'objet de très nombreuses études depuis quelques années. Les connaissances sont issues d'études épidémiologiques, d'expositions humaines contrôlées mais aussi d'études expérimentales chez l'animal ou sur cellules. Jusqu'à la fin des années 90, ces travaux ont essentiellement porté sur le risque de cancérogénicité depuis, d'autres types de risques, tels que les effets immunologiques ou sur la reproduction. Plus de soixante études épidémiologiques ont été consacrées à l'impact des moteurs sur la cancérogénèse,

Principalement dans des populations exposées professionnellement aux émissions diesel comme les travailleurs des chemins de fer ou des compagnies de bus, les conducteurs professionnels (routiers, taxis), les dockers.

CONCLUSION GENERALE

Les exigences en matière de qualité des produits ainsi que de gain de temps conduisent de nos jours vers l'utilisation de nouvelles technologies. La variation des gammes des produits permettent à l'utilisateur de faire le choix par rapport à son besoin.

La réalisation de ce mémoire nous a permis « l'étude du système d'alimentation et combustible du moteur diesel ferroviaire » en commençant l'étude par le circuit d'alimentation du moteur, ensuite l'étude sur les combustibles pour aboutir vers l'adaptation de carburant – circuit d'alimentation par l'intermédiaire de l'huile de jatropha.

Ce rapport contient donc les informations nécessaires concernant le moteur 12V4000R41R du locomotive AD 18 et surtout l'analyse et l'étude de l'adaptation de l'huile de jatropha sur ce moteur.

Ce travail évoque toutes les études théoriques et les recherches essentielles pour la réalisation du projet. Après ces études, on peut accéder à la réalisation pratique.

L'accomplissement du projet est remis entre les mains de la société. Néanmoins, ce rapport peut être un document utile pendant sa réalisation.

En fin, nous avons constaté que l'utilisation du moteur diesel à rampe commune à commande électronique (MTU 12V4000R41R) est plus rentable par rapport à ses moteurs classiques, cependant, l'utilisation de l'huile de jatropha comme carburant nous offre un meilleur rendement économique.

ANNEXE : 1 Locomotive AD 18



ANNEXE : 2 Moteur MTU 12V4000R41R



ANNEXE : 3 ECU



ANNEXE : 4 piston et segment



ANNEXE : 5 Bielle



ANNEXE : 6 pratique



REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

1. Nouveau manuel de l'automobiliste

L. RAZAUD et R. V. VIVIER

2. Le mécanicien d'automobiles

Joseph MAURIZOT et Maurice DELANETTE

3. GENIE ENERGETIQUE : Ingénierie des turbomachines

Michel PLUVOISE

4. Les carburants et la combustion

Jean-claude GUIBET

5. Combustion dans les moteurs Diesel

Alain HAUPAIS

6. Technical Documentation

MTU

7. Locomotive diesel à transmission électrique Type SDD9 / Manuel de maintenance et dépannage

Sifang S.A.R.L

8. Locomotive diesel à transmission électrique Type SDD9 / Manuel des pièces de rechanges

Sifang S.A.R.L

9. Technical Specification and Scope of Supply 12V4000R41R / Diesel Engine for rail Traction

MTU

10. Contribution aux modifications et mises au point d'un moteur diesel à l'huile de Jatropha

RANDRIAMAROSON Manjatomanana Gerald (mémoire Génie Industriel 2008)

11. Contribution à l'étude des effets du biodiesel de jatropha sur les pièces mécaniques d'un moteur diesel

RAZAFINDRABE Mamonjiniaina Faly (mémoire Génie Industriel 2010)

12. Réduction de la pollution d'un moteur diesel

EUBERT Maxime ; François BOIS

REFERENCES WEBOGRAPHIQUES

1. http://fr.wikipedia.org/wiki/common_rail
2. <http://bustribe.aceboard.fr/282167-778-12575-0-circuit-alimentation>
3. <http://www.tract-old-engines.com>
4. http://wiki/moteur_diesel
5. [http://www.mtu-online.com/mtu/ MTU_Electronic](http://www.mtu-online.com/mtu/MTU_Electronic)
6. <http://www.kezako.tv/curcas-madagascar>
7. <http://mydago.com/2009/11/le-biodiesel-issu-du-jatropha-de-madagascar>
8. <http://www.cleantechrepublic.com/biocarburant>
9. http://en.wikipedia.org/wiki/Jatropha_oil_Use_as_biodiesel
10. <http://www.ieabioenergy.com/MedialItem.aspx?id=6517>
11. <http://www.phpage.fr/bioenergies/doc/hvc-mq21766>

Auteurs :

ANDRIANTSOANIAINA Sandratra RAHOLISON J. Julios RAHARIMANANA A. Henri

Adresses :

Lot II F 34 ÔD Andraisoro Lot II F 3Y B Ter Andraisoro Lot II F 72 HS Bis Andraisoro

Téléphones:

034 76 130 55 034 04 401 89 034 79 885 63

Filière:

Génie Industriel

Titre:

« Système d'alimentation en carburant et combustible, cas de moteur diesel ferroviaire »

Nombre de page: 213

Nombre de figure 64

Nombre de tableau 15

Résumé

Dans cet ouvrage, nous avons fait l'étude générale du moteur diesel. Durant notre descente sur terrain, nous avons commencé à appliquer notre recherche sur le moteur MTU12V4000R41R suivant les deux directions tel que l'étude combustible et puis le circuit d'alimentation.

Après une étude approfondit au niveau de circuit d'alimentation du moteur d'essai nous avons lancé un travail qui pourrait répondre partiellement aux exigences de la société MADARAIL au niveau du Moteur d'essai. C'est ainsi que nous avons accédé à l'adaptation de l'huile de jatropha comme carburant pour le moteur MTU12V4000R41R.

Abstract

In this work, we have made the general study in the diesel engine. During our decent on ground, we started to apply our research with MTU12V4000R41R according to the two directions such as the combustible study and then the fuel system.

After a study deepens on the fuel system of the engine test, we launched a work which could answer deepens the exigencies of the company MADARAIL. That why we reached the adaptation of the oil of jatropha like fuel for this engine.

Mot clés : moteur diesel, circuit d'alimentation, rampe commune, combustion, jatropha, biodiesel