



UNIVERSITE D'ANTANANARIVO
ECOLE SUPERIEURE POLYTECHNIQUE
Génie Industriel
Département Génie Mécanique et Productique



Mémoire de fin d'Etudes en vue
de l'obtention du diplôme d'Ingénieur

Numéro d'ordre : 12

ETUDE COMPARATIVE D'UN MOTEUR DIESEL ET D'UN MOTEUR A HUILE DE JATROPHA CURCAS



Soutenu publiquement par **ANDRIATOMBOTIANA** Hajarimanana Dinaarilala

Le Samedi 09 Juin 2007 à 12h 30mn.

Président de Jury :

Monsieur **RANDRIAMORASATA** Josoa Albert, Professeur à l'ESPA

Directeur de mémoire :

Monsieur **RASOLOFOARINDRIAKA** Allain, Enseignant à l'ESPA

Examineurs :

Monsieur **RAVELOSON** Elisé, Professeur à l'ESPA

Monsieur **ANDRIAMANALINA** William, Enseignant à l'ESPA

Monsieur **JOELIHARITAHAKA** Rabeatoandro, Enseignant à l'ESPA

Date de soutenance : 09 Juin 2007

Année universitaire : 2005-2006

REMERCIEMENTS

A l'issue de mon mémoire et de mes études, qui constituent pour moi un tremplin vers la vie professionnelle, je ne saurais taire mes sentiments dans la mesure où ma réussite est le fruit d'une synergie de plusieurs personnes de bonne volonté.

Cet ouvrage a pu être réalisé grâce à la Bénédiction et à la Bienveillance de notre Seigneur Dieu, pour qui mes louanges ne cesseront.

Mes vifs remerciements s'adresse à Monsieur

RAMANANTSIZEHENA Pascal, Directeur de l'Ecole Supérieure Polytechnique d'Antananarivo (E.S.P.A), qui m'a autorisé à faire cette soutenance.

Mes reconnaissances vont à l'endroit de Monsieur JOELIHARITAHAKA Rabeantoandro et à Monsieur ANDRIANAHARISON Yvon, respectivement Chef de Département Génie mécanique/Productique et Génie Electrique au sein de la filière Génie Industriel.

J'adresse mes vifs remerciements à Monsieur

RASOLOFOARINDRIAKA Allain, Enseignant à l'E.S.P.A, qui a encadré mon travail et m'a fait partager son savoir et son enthousiasme. Un énorme merci pour sa disponibilité sans bornes, pour tout son soutien moral et pédagogique durant l'élaboration de ce mémoire.

Mes remerciements et reconnaissances vont également à Monsieur RANDRIAMORASATA Josoa Albert, Professeur à l'E.S.P.A, d'avoir accepté de présider cette soutenance, ainsi qu'à tous les membres du jury qui ont pris de leur temps pour ce mémoire :

- Monsieur RAVELOSON Elisé, Professeur à l'E.S.P.A,*
- Monsieur ANDRIAMANALINA William, Enseignant à l'E.S.P.A,*
- Monsieur JOELIHARITAHAKA Rabeantoandro, Enseignant à l'E.S.P.A.*

Je ne saurais oublier tous mes enseignants à l'E.S.P.A, qui m'ont instruit tout au long de ces cinq années d'études.

Enfin, j'ai une pensée noble et pleine de gratitude à l'endroit de mes chers parents, ma sœur, mes frères et tous les membres de ma famille.

Mes remerciements s'adressent également à mes collègues du G.I.5 Promotion 2006, et à tous les amis du Campus Vontovorona.

A tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué à la réussite de ce mémoire, j'adresse mes remerciements les plus respectueux.

TABLES DE MATIERES

PREMIÈRE PARTIE: BASE THEORIQUE ET ORIENTATION.....	2
HAUSSE DES COURS DU PETROLE.....	2
1-1-Introduction.....	2
1-2-Hausse des cours du pétrole (peak-oil).....	3
RAPPEL DES PRINCIPES THERMODYNAMIQUES.....	4
2-1-Chaleur.....	4
2-1-1-Notion de chaleur.....	4
2-1-2-Chaleur massique ou spécifique.....	4
2-1-3-Source de chaleur.....	4
2-2-Système thermodynamique.....	4
2-2-1-Définition d'un système thermodynamique.....	4
2-2-2-Condition d'utilisation du système.....	4
2-2-3-Convention de signe.....	5
2-3-Transformation classique.....	6
2-3-1-Transformation réversible.....	6
2-3-2-Représentation graphique d'une transformation.....	6
2-3-3-Travail mécanique échangé au cours d'un cycle.....	7
2-3-4-Température constante. Transformation isotherme.....	7
2-3-5-Pression constante. Transformation isobare.....	7
2-3-6-Volume constant. Transformation isochore.....	8
2-3-7-Transformation polytropique.....	8
2-3-8-Transformation adiabatique.....	8
2-4-Equation d'état des gaz parfaits.....	9
2-5-Grandeur d'énergies.....	9
2-5-1-Travail échangé avec le milieu extérieur.....	9
2-5-2-Quantité de chaleur échangée.....	9
2-5-3-Energie interne.....	10
2-5-4-Enthalpie.....	10
MOTEUR THERMIQUE.....	11
3-1-Définition d'un moteur thermique.....	11
3-2-Historique classique.....	11
3-3-Classification du moteur thermique.....	11
DEUXIÈME PARTIE: MISE AU POINT DES DONNEES ET METHODE DE CALCUL.....	24
GAZOLE.....	24
I-1-Généralité.....	24
I-2-Caractéristiques principales.....	25
HUILE DE JATROPHA.....	28
2-1-Présentation de l'huile de Jatropha.....	28
2-1-1-Le Jatropha Curcas.....	28
2-2-L'huile de Jatropha:.....	29
2-2-1-Rendement en huile.....	29
2-2-2-Extraction de l'huile de Jatropha.....	30
2-3-Propriété de l'huile de Jatropha Curcas.....	30
2-3-1-Propriété organoleptique.....	30
2-3-2-Propriété physique:.....	30

2-3-3-Propriété chimique:.....	30
2-4-Composition de l'huile de Jatropha Curcas.....	31
	32
CARACTERISTIQUES TECHNIQUES ET PARAMETRES THERMODYNAMIQUE DU MOTEUR D'ESSAI	
	32
3-1-Données sur les caractéristiques techniques du moteur.....	32
3-2-Calcul des paramètres thermodynamiques du moteur.....	32
3-3-Courbe du cycle réel du moteur Diesel.....	36
3-4-Calculs des Pressions–Rendement –Puissances–Couples- Consommations du Moteur.....	38
3-4-1-Pressions.....	38
3-4-1-1-Calcul de la pression moyenne indiquée du cycle théorique du moteur.....	38
3-4-1-2-Calcul de la pression moyenne indiquée.....	39
3-4-2-Puissances.....	39
3-4-2-1-Calcul de la puissance effective.....	39
3-4-2-2-Calcul de la puissance indiquée.....	39
3-4-2-3-Calcul de la Puissance mécanique.....	40
3-4-2-4-Courbe de la puissance effective.....	40
3-4-3-Rendements.....	41
3-4-3-1-Calcul du rendement thermique théorique.....	41
3-4-3-2-Calcul du rendement thermique indiqué.....	41
3-4-3-3-Calcul du rendement mécanique.....	41
3-4-3-4-Calcul du rendement effectif.....	42
3-4-4-Consommations.....	42
3-4-4-1-Calcul de la consommation spécifique indiquée.....	42
3-4-4-2-Consommation spécifique effective.....	42
3-4-4-3-Courbe de consommation spécifique.....	42
	43
3-4-5-Couples.....	43
3-4-5-1-Calcul du couple nominal du moteur.....	43
3-4-5-2-Calcul du couple moteur.....	44
3-4-5-3-Courbe couple moteur.....	44
	46
TROISIÈME PARTIE: ETUDE COMPARATIVE	
	46
FONCTIONNEMENT D'UN MOTEUR DIESEL ALIMENTÉ À L'HUILE DE JATROPHA	46
1-1-Paramètres caractéristiques de l'huile de Jatropha utilisée.....	46
1-1-1-Méthode d'obtention.....	46
1-1-2-Composition chimique :.....	47
1-1-3-Propriété chimique:.....	47
1-1-4-Propriété physique:.....	48
1-2-Calcul des paramètres thermodynamiques pour le moteur à l'huile de jatropha.....	49
1-3-Courbe du cycle réel du moteur à huile de jatropha.....	52
	53
COMPARAISON DU MOTEUR DIESEL AVEC LE MOTEUR A L'HUILE DE JATROPHA	53
2-1-Etude comparative sur les propriétés physico-chimiques des deux carburants.....	53
2-2- Etude comparative sur les paramètres thermodynamiques.....	54
2-3-Etude comparative au niveau des courbes caractéristiques et au niveau des pièces mécaniques des deux moteurs.....	55
2-3-1-Aperçu de différents essais.....	55
2-3-1-1-Moteur SHUHE L180.....	55
a)-Moteur accouplé avec un alternateur.....	56
a1)-Schéma d'installation et conduite de l'essai.....	56
a2)-Rendement thermique.....	57
a3)-Consommation.....	59
Régime [tr/mn].....	62
Gazole [g/kWh].....	62
Huile brute [g/kWh].....	62
Huile raffinée [g/kWh].....	62
1000.....	62
268,94.....	62
357,61.....	62

333,96.....	62
a4)-Puissance et couple	62
b)- Moteur accouplé avec un broyeur.....	65
b1)-Disposition générale.....	65
b2)-Montage.....	66
b3)-Résultat.....	67
b4)-Interprétation :.....	67
b5)-Remarque.....	68
2-3-1-2-Essai sur moteur Peugeot 504D et sur voiture Mercedes 307D.....	68
2-3-1-3-Essai de performance d'un moteur à Hatz E89 à précombustion.....	70
a)-Essais effectué par Haidara	70
b)-Essai effectué par le Dr. Pak.....	71
2-3-1-3-Essai effectué par TAKEDA et ELSBETT	71
.....	75
PROGRAMME DE COMPARAISON DE PUISSANCE- COUPLE ET CONSOMMATION.....	75
QUATRIÈME PARTIE: ETUDE ECONOMIQUE ET ETUDE SUR LES IMPACTS	
ENVIRONNEMENTAUX.....	80
.....	80
PERFORMANCE ET PRIX	
.....	80
1-1-Analyse économique.....	80
1-1-1-Importation-consommation-Prix du gazole.....	80
1-1-2- Production-Prix de l'huile de jatropha.....	82
1-1-2-1-Production de l'huile de Jatropha Curcas.....	82
1-1-2-2-Prix de l'huile de Jatropha Curcas :.....	83
1-2-Calcul technico-économique.....	83
1-2-1-Calcul détaillé de la puissance développée par l'huile de Jatropha comparée au diesel.....	84
1-2-2-Calcul de la marge bénéficière d'un moteur à l'huile de Jatropha comparée au diesel.....	85
1-3-Conclusion.....	86
.....	87
ETUDES D'IMPACTS ENVIRONNEMENTAUX	
.....	87
2-1-Introduction.....	87
2-2-Exposé de l'objectif du projet.....	88
2-3-Pollution produite par les moteurs diesel.....	88
2-3-1-Pollutions atmosphérique.....	88
2-3-2-Les bruits.....	89
2-3-3-Effets de la pollution.....	89
2-4-Pollution produite par les moteurs à huile de Jatropha Curcas.....	90
2-4-1-Pollution atmosphérique.....	90
2-4-2-Les odeurs.....	91
2-4-3-Les bruits.....	91
2-4-4-Les vibrations.....	91
2-4-5-Autres effets.....	91
2-5-Etude comparative.....	92
2-5-1-Pollution atmosphérique.....	92
2-5-2-Les bruits.....	92
2-5-3-Les vibrations.....	93
2-5-4-Les Impacts divers.....	93
2-6-Mesures d'atténuations des effets néfastes.....	93
2-6-1-Pollution atmosphérique.....	93
2-6-2-Bruits.....	94
2-6-3-Vibration.....	95
2-7-Conclusion.....	95
CONCLUSION GÉNÉRALE	96
BIBLIOGRAPHIE	98
ANNEXES	99

LISTE DES ANNEXES

Annexe I : PREPARATION DU BIODIESEL : LA TRANSESTERIFICATION

Annexe II : STRUCTURE DE PRIX DU GAZOLE A MADAGASCAR

Annexe III : ETUDE COMPARATIVE ENTRE LA CARACTERISTIQUE DU GAZOLE ET QUELQUE HUILE VAGETALE

Annexe IV: PROPERTIES OF JATROPHA CURCAS OIL

Annexe V: JATROPHA CURCAS L (Chemical analysis of Jatropha oil)

Annexe VI : DIFFERENTES PROPRIETES D'HUILES VEGETALES

Annexe VII : CARACTERISTIQUE DU MOTEUR HATZ

Annexe VIII : EVOLUTION DES PRIX DES PRODUITS PETROLIERS

Annexe IX : CYCLE REEL DU MOTEUR ALIMENTE AU GAZOLE

Annexe X : CYCLE REEL DU MOTEUR ALIMENTE A L'HUILE BRUTE

Annexe XI : CYCLE REEL DU MOTEUR ALIMENTE A L'HUILE RAFFINEE

Annexe XII : COMPARAISON DES TROIS CYCLES

NOMENCLATURE

Symbole	Explication	Unités
C et C_m	Couple moteur	[Nm]
CO₂	Dioxyde de carbone	[-]
C_s	Consommation spécifique indiquée du moteur	[g/kWh]
C_{se}	Consommation spécifique effective du moteur	[g/kWh]
C_{si}	Consommation spécifique indiquée du moteur	[g/kWh]
I_g	Pouvoir calorifique du gazole	[kJ/kg]
L	Longueur de bielle du moteur	[mm]
Pe	Puissance effective du moteur	[kW]
P	Pression	[N.m ²]
V	Volume	[m ³]
t	Température en degrés Celsius	[°C]
T	Température en Kelvin	[°K]
W_e	Travail élémentaire	[J]
α	Coefficient moyen d'augmentation de volume	[-]
β	Coefficient moyen d'augmentation de pression	[-]
k	Exposant polytropique	[-]
γ	Exposant adiabatique	[-]
Cp	Chaleur spécifique à pression constante	[J/kg]
Cv	Chaleur spécifique à volume constante	[J/kg]
R	Constante universelle des gaz parfait	[J/mole.K]
r	Constante relative du gaz	[J/kg.K]
M	Masse molaire	[kg]
n	Nombre de mole	[mole]
U	Energie interne	[J]
H	Enthalpie	□
S	Entropie	□
a	Rapport de compression	[-]
c	Rapport d'injection	[-]
d	Rapport de pression	[-]
η_{th}	Rendement thermique	[-]
V_c	Volume de la chambre de combustion	[cm ³]
V_t	Cylindrée totale	[cm ³]
s	Course du piston	[mm]
V_h	Cylindrée unitaire	[cm ³]
n_c	Nombre de cylindre	[-]
P₀	Pression au début de l'admission du cycle théorique	[MPa]
T₀	Température au début de l'admission du cycle théorique	[°K]
V₀	Volume marquant le début de l'admission du cycle théorique	[cm ³]
P₁	Pression au début de compression du cycle théorique	[MPa]
P₂	Pression de fin compression du cycle théorique	[MPa]
P₃	Pression au début de combustion du cycle théorique	[MPa]
P₄	Pression au début de détente du cycle théorique	[MPa]
P₅	Pression de fin détente du cycle théorique	[MPa]
T₁	Température au début de compression du cycle théorique	[°K]
T₂	Température de fin compression du cycle théorique	[°K]
T₃	Température au début de combustion du cycle théorique	[°K]
T₄	Température au début de détente du cycle théorique	[°K]
T₅	Température de fin détente du cycle théorique	[°K]
V₁	Volume au début de compression du cycle théorique	[cm ³]

V₂	Volume de fin compression du cycle théorique	[cm ³]
V₃	Volume au début de combustion du cycle théorique	[cm ³]
V₄	Volume au début de détente du cycle théorique	[cm ³]
V₅	Volume de fin détente du cycle théorique	[cm ³]
D	Alésage	[mm]
ε	Rapport volumétrique	[-]
μ_s	Echelle de course	[-]
μ_p	Echelle de pression	[-]
ρ	Taux de dilatation de volume	[-]
λ_p	Taux de dilatation de pression	[-]
p_i'	Pression moyenne indiquée du cycle théorique	[MPa]
p_a	Pression en fin d'admission	[MPa]
p_{atm}	Pression atmosphérique	[MPa]
p_i	Pression moyenne indiquée	[MPa]
K	Coefficient donnant la densité du diagramme	[-]
P_e	Puissance effective	[kW]
P_i	Puissance indiquée	[kW]
N	Régime du moteur	[tr/mn]
i	Nombre de cylindre	[-]
τ	Temps du moteur	[-]
P_m	Puissance mécanique	[kW]
R_m	Rendement mécanique	[-]
P_{e,max}	Puissance effective maximale	[kW]
R_i	Rendement thermique indiquée	[-]
R_e	Rendement effectif	[-]
C_n	Couple nominal du moteur	[N.m]
C_m	Couple moteur	[kg.m]
NO_x	Oxydes d'azote	[-]
HC	Hydrocarbure	[-]
CO	Monoxyde de carbone	[-]
C	Carbone	[-]
H	Hydrogène	[-]
S	Souffre	[-]
O	Oxygène	[-]
SO₂	Anhydride sulfureux	[-]
SO₃	Anhydride sulfurique	[-]
H₂SO₄	Acide sulfurique	[-]
NO₂	Dioxyde d'azote	[-]

LISTE DES ABBREVIATIONS

AOE	Avance à l'ouverture de l'échappement
OPEP	Organisation des Pays Exportateurs de Pétrole
USD	United State Dollar
J	Joule calorifique
PMB	Point mort bas d'un cylindre du moteur
PMH	Point mort haut d'un cylindre du moteur
ASTM D 975-81	American Society for Testing and Materials D 975-81
PCI	Pouvoir calorifique inférieur
PCS	Pouvoir calorifique supérieur
JCD	Jatropha Curcas Décantée
JCND	Jatropha Curcas Non Décantée
EMIRATS	Emirats Arabe Unis
OMH	Office Malgache des Hydrocarbures
SAVA	Sambava Antalaha Vohémara Andapa
ppm	Parti par million
rpm	Tours par minute
CIRAD	Institut français de recherche agronomique au service de développement
CFA	Coût Frêt Assurance
EEP	Esters Ethyliques d'huile de pourghère
BAMEX	Busness and Marketing Expansion
INSTAT	Institut National de la Statistique

LISTE DES FIGURES

FIGURE 1 DISPOSITIF EXPÉRIMENTAL	5
FIGURE 2-TRANSFORMATION RÉVERSIBLE	6
FIGURE 3-DIAGRAMME P= (F) V.....	6
FIGURE 4-TRAVAIL MÉCANIQUE ÉCHANGÉ AU COURS D'UN CYCLE	7
FIGURE 5-CLASSIFICATION DU MOTEUR THERMIQUE	12
FIGURE 6-MOTEUR 2 TEMPS À COMPRESSION DANS LE CARTER	13
FIGURE 7-CYCLE THÉORIQUE D'UN MOTEUR 2 TEMPS D'UN MOTEUR 2 TEMPS	15
FIGURE 7-CYCLE THÉORIQUE D'UN MOTEUR 2 TEMPS D'UN MOTEUR 2 TEMPS	15
FIGURE 8- CYCLE PRATIQUE	15
FIGURE 8- CYCLE PRATIQUE	15
FIGURE 9-MOTEUR 4 TEMPS	16
FIGURE 10-CYCLE DE CARNOT	16
FIGURE 11-CYCLE DE BEAU DE ROCHAS	17
FIGURE 12-CYCLE THÉORIQUE POUR MOTEUR ESSENCE	18
FIGURE 13-CYCLE DIESEL	18
FIGURE 14- CYCLE THÉORIQUE POUR MOTEUR DIESEL	19
FIGURE 15-CYCLE MIXTE DIESEL	20
FIGURE 16-CYCLE THÉORIQUE DU MOTEUR D'ESSAI	33
FIGURE 17-COURBE DE PUISSANCE EFFECTIVE.....	41
FIGURE 18-COURBE DE LA CONSOMMATION SPÉCIFIQUE.....	43
FIGURE 19-COURBE DU COUPLE MOTEUR.....	45
FIGURE 20-MOTEUR ENTRAÎNANT ALTERNATEUR	56
FIGURE 21-COURBE DE RENDEMENT THERMIQUE 1740 [TR/MN].....	58
FIGURE 22- COURBE DE RENDEMENT THERMIQUE 1500 [TR/MN].....	59
FIGURE 23-COURBE DE CONSOMMATION À CHARGE 1000W.....	61
FIGURE 24-COURBE DE CONSOMMATION À CHARGE 3000W.....	61
FIGURE 25-COURBE DE LA CONSOMMATION EN [G/KWH].....	62
FIGURE 26-COURBE DE PUISSANCE À CHARGE 1000W.....	64
FIGURE 27-COURBE DE COUPLE À CHARGE 1000W.....	65
FIGURE 28-PRINCIPE DU RÉSERVOIR ADDITIONNEL POUR LA MESURE DE LA CONSOMMATION EN CARBURANT DU MOTEUR SHUHE L180.....	66
FIGURE 29-COURBE DE CONSOMMATION TROUVÉE PAR HAIDARA	70
FIGURE 30-PAGE D'ACCUEIL	76
FIGURE 31- PAGE DE SAISIE DES CARACTÉRISTIQUES DES CARBURANTS	77
FIGURE 32- COURBE DE COMPARAISON DES PUISSANCES	78
FIGURE 33-COURBE DE COMPARAISON DES COUPLES	78

FIGURE 34-COURBE DE COMPARAISON DES CONSOMMATIONS	79
FIGURE 35-IMPORTATION DE CARBURANT DE 2003 À 2005.....	80
FIGURE 36-EVOLUTION DU MARCHÉ LOCAL DE PRODUITS PÉTROLIERS	81

LISTE DES TABLEAUX

TABLEAU 1-CARACTÉRISTIQUE DU GAZOLE NORMAL	24
TABLEAU 2-CARACTÉRISTIQUE GÉNÉRALE DU GAZOLE	27
TABLEAU 3-PROPRIÉTÉ PHYSIQUE DE L'HUILE	30
TABLEAU 4-PROPRIÉTÉ CHIMIQUE DE L'HUILE	30
TABLEAU 5-CARACTÉRISTIQUES DU MOTEUR SHUHE L180.....	32
TABLEAU 6-PARAMÈTRES THERMODYNAMIQUES DU MOTEUR D'ESSAI	36
TABLEAU 7-VALEUR DE LA PUISSANCE EFFECTIVE POUR LE MOTEUR DIESEL	40
TABLEAU 8-VALEURS DE LA CONSOMMATION SPÉCIFIQUE	43
TABLEAU 9-VALEURS DU COUPLE	44
TABLEAU 10-COMPOSITION CHIMIQUE DE L'HUILE UTILISÉ	47
TABLEAU 11-PROPRIÉTÉ CHIMIQUE DE L'HUILE UTILISÉ	47
TABLEAU 12-VISCOSITÉ DE L'HUILE BRUTE ET DE L'HUILE RAFFINÉE	49
TABLEAU 13-PROPRIÉTÉ PHYSIQUE DE L'HUILE UTILISÉ	49
TABLEAU 14-PARAMÈTRES THERMODYNAMIQUE POUR LE MOTEUR À HUILE DE JATROPHA CURCAS BRUTE	52
TABLEAU 15- PARAMÈTRES THERMODYNAMIQUE POUR LE MOTEUR À HUILE DE JATROPHA CURCAS RAFFINÉE	52
TABLEAU 16-PARAMÈTRES AUX SOMMETS DES TROIS CYCLES	55
TABLEAU 17-CARACTÉRISTIQUE DE L'ALTERNATEUR	57
TABLEAU 18-RÉSULTAT DE L'ESSAI POUR LE RENDEMENT THERMIQUE À 1740 [TR/MN]... 58	58
TABLEAU 19-RÉSULTAT DE L'ESSAI POUR LE RENDEMENT THERMIQUE À 1500[TR/MN]... 58	58
TABLEAU 20-BANC D'ESSAI DE LA CONSOMMATION	60
TABLEAU 21-RÉSULTAT DES CONSOMMATIONS EN [G/KWH].....	62
TABLEAU 22-RÉGIME MAXIMAL PERMI POUR LES 3 CARBURANTS À CHARGE 1000W..... 63	63
TABLEAU 23-BANC D'ESSAI COUPLE ET PUISSANCE À CHARGE 1000W..... 64	64
TABLEAU 24-RÉSULTAT DE L'ESSAI DU MOTEUR SHUHE ACCOUPÉ AVEC UN BROUYEUR . 67	67

TABLEAU 25-BANC D'ESSAI DE LA CONSOMMATION POUR LE GAZOLE (HAIDARA).....	70
TABLEAU 26- BANC D'ESSAI DE LA CONSOMMATION POUR LE GAZOLE (HAIDARA).....	70
TABLEAU 27-RÉSULTAT DE L'ESSAI EFFECTUÉ PAR TAKEDA	72
TABLEAU 28-CARACTÉRISTIQUES DES CARBURANTS UTILISÉS PAR TAKEDA	74
TABLEAU 29-IMPORTATION DE PÉTROLE BRUT EN 2002 (I.N.S.T.A.T).....	80
TABLEAU 30-CONSOMMATION ANNUEL DE GAZOLE	81
TABLEAU 31-PRIX DU GAZOLE ACTUEL	81
TABLEAU 32-ESTIMATION DE LA PRODUCTION DE GRAINE DE JATROPHA CURCAS	82
TABLEAU 33-PRIX DE L'HUILE DE JATROPHA CURCAS	83

LISTE DES PHOTOS

PHOTO 1-GRAINES DE JATROPHA CURCAS	29
PHOTO 2-INJECTEUR DU MOTEUR SHUHE L180 : RÉGLAGE DE L'INJECTEUR DU MOTEUR LORS DU FONCTIONNEMENT; LA MANCHE DU TOURNEVIS EST EN VERT. : LA ROTATION IMPRIMÉE À LA VIS AGIT SUR LA FORCE DU RESSORT DE L'INJECTEUR, ET VARIE AINSI LA PRESSION D'INJECTION.....	56
PHOTO 3-MOTEUR SHUHE L180 ACCOUPÉ AVEC UN BROEUR À MARTEAUX : VITESSE DE ROTATION 2.000 T/MN ± 100	67



Introduction

Sur les 30 prochaines années, c'est la demande énergétique associée aux transports, après celle de la production d'électricité, qui devrait progresser le plus rapidement. Aujourd'hui, ce secteur économique utilise presque exclusivement des produits pétroliers. Cette dépendance pose à plus ou moins long terme des questions fondamentales : le rythme de renouvellement des réserves pétrolières permettra-t-il d'assurer un approvisionnement suffisant et pourra-t-on développer les moyens de réduire les émissions de gaz à effet de serre que cette activité génère. Cette période pourrait également voir émerger industriellement des solutions alternatives pour infléchir la hausse inexorable des émissions de CO₂ et construire la transition de l'après pétrole.

Issus de programmes lancés à la fin des années 70 pour desserrer la contrainte pétrolière, les biocarburants ont actuellement plus de 20 ans de développement industriel. Les biocarburants sont des carburants produits à partir de matières végétales et utilisés dans les moteurs. Ce sont des énergies renouvelables qui, dans un contexte marqué par la volonté de diversifier les sources d'énergie, de réduire la consommation de pétrole et les rejets de gaz à effet de serre, devraient jouer un rôle majeur dans le bouquet énergétique de demain. Répartis en trois grandes familles :

- L'huile végétale pure pour les moteurs diesels.
- Le bioéthanol pour les moteurs à essence est un alcool produit par fermentation soit du sucre issu de plantes (cannes à sucre, betteraves) soit de l'amidon issu de céréales (blé, maïs).
- Le biodiesel pour les moteurs diesel, qui est fabriqué à partir de plantes contenant de l'huile végétale (Jatropha, palme, tournesol ect....) et mélangée avec une certaine quantité de gazole.

Suite à la considération de la première, nous nous proposons de faire une étude très particulière sur l'huile extraite de la plante appelée JATROPHA CURCAS.

Le but de notre étude est de faire une étude comparative d'un moteur diesel et d'un moteur à huile de Jatropha Curcas.

Pour mener à terme cette étude, d'abord nous verrons dans la première partie la base théorique et orientation du sujet. Dans la deuxième partie la mise au point des données et méthode de calcul. Après dans la troisième partie nous nous focaliserons sur l'étude comparative des deux moteurs. La quatrième et dernière partie sera consacrée pour l'étude d'impacts environnementaux et l'évaluation économique.



Première Partie: BASE THEORIQUE ET ORIENTATION



HAUSSE DES COURS DU PETROLE

1-1-Introduction

Depuis longtemps, on fait valoir que les huiles végétales pourraient constituer des substituts au carburant diesel. Des documents historiques mentionnent que Rodolphe Diesel, l'inventeur du moteur du même nom, utilisait de l'huile végétale dans son moteur dès 1900 (Perston, 1986). De l'huile de ricin a été employée dans le premier moteur diesel en Argentine en 1916 (de Vedia, 1944). En 1928, l'ingénieur français Gauthier a publié un article traitant de l'utilisation des huiles végétales dans les moteurs diesel (Chowdury, 1942). L'intérêt porté à l'utilisation d'huiles végétales a continué de se manifester dans différentes régions du monde au cours de la Seconde Guerre mondiale, mais, par la suite, la recherche de carburants de remplacement du diesel a été rendue superflue avec l'arrivée de la période de paix et l'abondance relative de combustibles fossiles bon marché. Toutefois, dans les années 70, l'embargo déclaré par les pays de l'OPEP, l'augmentation subséquente des prix du pétrole et la crainte d'une pénurie de carburant a fait en sorte de raviver l'intérêt pour des carburants de remplacement, y compris les huiles végétales comme carburants dans les moteurs diesel.



1-2-Hausse des cours du pétrole (peak-oil)

Le "[peak oil](#)" a lieu en ce moment et compte tenu de la demande cumulée de produits pétroliers et surtout de l'augmentation prévisible de cette demande (Chine et Inde) le prix du baril ne peut que continuer à augmenter car la production ne peut plus que modérément croître. On peut tabler sur un baril augmentant au minimum de 20% chaque année jusqu'à probablement 200 USD même si se produisent des "rémissions" à certaines périodes de ralentissement de consommation.

L'énergie va être le problème numéro un.

Des pays à faible capacité d'exportation permettant d'enranger des devises nécessaires à l'achat de "l'or noir" vont particulièrement souffrir. La récession de l'économie, malheureusement prévisible alors que la population ne cesse d'augmenter car dans 20 ans le nombre de population ici à Madagascar va atteindre sans doute plus de 29 millions d'habitants, rendra plus difficile aux pays en développement l'accès aux financements et crédits internationaux pour compenser le manque de devises. Et qui voudra échanger du pétrole contre de la vanille ou des litchies? Qui peut faire, compte tenu de ce qui précède, des "plans de développement de tourisme" alors que le coût des transports va considérablement augmenter?

1-3-Les bases de la réflexion

- **Le *Jatropha*** est une culture dont les graines pressées produisent un excellent rendement d'huile (35 à 40%) qui peut être utilisée comme carburant. [pour utilisation dans les moteurs diesels les huiles végétales sont d'abord décantées et filtrées pour être soit utilisées pures (on modifie légèrement certains moteurs au niveau du tarage des injecteurs) ou on mélange avec du gazole, soit on les traite pour en faire du [diester](#) (biodiesel qui est un ester alcoolique d'huile végétale) qui est mélangé au gazole et vendu comme tel, pour les utiliser dans les moteurs qui ne nécessitent donc dans ce cas aucune adaptation..]
- **La canne à sucre** peut, elle, fournir une production de bioéthanol [L'éthanol hydraté 'est la solution qu'a retenue le Brésil qui utilise beaucoup ce biocarburant ou l'éthanol anhydre on mélange 25% avec de l'essence conventionnelle]



RAPPEL DES PRINCIPES THERMODYNAMIQUES

2-1-Chaleur

2-1-1-Notion de chaleur

La chaleur représente une forme d'énergie; en fournissant une quantité de chaleur, nous pouvons obtenir un travail. L'unité de chaleur est le Joule Calorifique [J].

2-1-2-Chaleur massique ou spécifique

C'est la quantité de chaleur nécessaire pour élever de 1°C la température de l'unité de masse d'un corps, elle s'exprime en [J/°/Kg].

2-1-3-Source de chaleur

C'est un système susceptible de fournir (source chaude) ou d'absorber (source froide) de la chaleur tout en restant à température constante.

2-2-Système thermodynamique

2-2-1-Définition d'un système thermodynamique

C'est la quantité de matière fixe isolée du reste de l'univers par des frontières réelle ou fictives.

2-2-2-Condition d'utilisation du système

Par exemple le dispositif expérimental

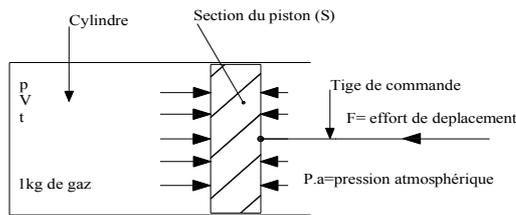


Figure 1 dispositif expérimental

P = pression du gaz en N/m^2 .

V = volume occupé en m^3

t = température en degrés Celsius.

Ou T = température en Kelvin; $T=t+273$

Le dispositif expérimental est constitué par une masse de 1kg de gaz contenue dans un cylindre parfaitement obturé par un piston actionné par une tige de commande.

- La masse du piston est pratiquement négligeable.
- Son déplacement est très lent,
- Il se déplace sans frottement (ces considérations permettent de négliger les efforts d'inertie).

Par ailleurs, on peut considérer que le cylindre est:

- Très perméable à la chaleur,
- Ou parfaitement calorifugé.

2-2-3-Convention de signe

Par convention:

- Tout ce que le système reçoit du milieu extérieur est positif
- Tout ce que le système fournit au milieu extérieur est négatif (que ce soit du travail mécanique ou de la chaleur).



2-3-Transformation classique

2-3-1-Transformation réversible



Figure 2-Transformation réversible

Une transformation est dite "réversible" lorsque le piston, passant par une série d'états d'équilibre (1-2-3) dus à des variations de F , peut revenir à sa position initiale quand F retrouve sa valeur initiale (état 4).

- De l'état 1 à l'état 3, la transformation est dite "ouverte".
- De l'état 1 à l'état 4, la transformation est dite "fermée" ou "cycle".

2-3-2-Représentation graphique d'une transformation

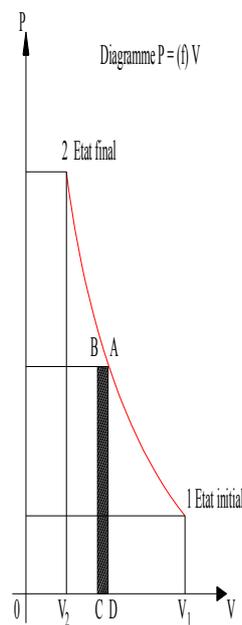


Figure 3-Diagramme $P = (f) V$

La courbe 1-2 représente la variation de P en fonction de V , au cours d'une transformation.

$$\text{Travail élémentaire } W_e = - P \cdot \Delta V \quad (1.1)$$

Le produit $P \cdot \Delta V$ représente, sur le diagramme, l'aire du rectangle hachuré A-B-C-D.



2-3-3-Travail mécanique échangé au cours d'un cycle

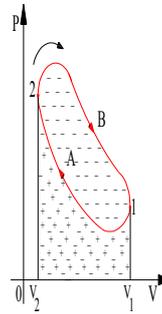


Figure 4-Travail mécanique échangé au cours d'un cycle

Le cycle 1-A-2-B peut se décomposer en deux transformations ouvertes:

- transformation ouverte 1-A-2
- transformation ouverte 2-B-1.

Le Travail mécanique échangé au cours d'un cycle est donné par la formule:

$$W_{\text{cycle}} = (W_{1.A.2}) + (W_{2.B.1}) \quad (1.2)$$

2-3-4-Température constante. Transformation isotherme

Etat 1 \rightarrow $P_1 - V_1 - T_1$

Etat 2 \rightarrow $P_2 - V_2 - T_2$

Equation de la forme $y = \frac{a}{x}$ représentée par une hyperbole équilatère.

Loi de Mariotte : $P.V = \text{constante}$. (1.3)

2-3-5-Pression constante. Transformation isobare

Etat 1 \rightarrow $P_1 - V_1 - T_1$

Etat 2 \rightarrow $P_2 - V_2 - T_2$

Loi de Gay Lussac.

Si T_1 augmente jusqu'à T_2 , le volume augmente.

On désigne par α le coefficient moyen d'augmentation de volume par degré.

L'expérience montre que $\alpha = \frac{1}{273} = \text{Contante}$ (1.4)



$$\alpha = \frac{V_2 - V_1}{V_1 \cdot t} \quad \text{D'où :} \quad \boxed{\begin{array}{l} V_2 = V_1(1 + \alpha t) \\ V_2 = V_1(1 + \frac{t}{273}) \end{array}} \quad (1.5)$$

2-3-6-Volume constant. Transformation isochore

Etat 1 → P₁ - V₁ - T₁

Loi de Charles.

Etat 2 → P₂ - V₂ - T₂

Si T₁ augmente jusqu'à T₂, la pression augmente.

On désigne par β le coefficient moyen d'augmentation de pression par degré. L'expérience

montre que $\beta = \frac{1}{273} = \text{constante}$. (1.6)

$$\beta = \frac{P_2 - P_1}{P_1 \cdot t} \quad \text{D'où} \quad \boxed{\begin{array}{l} P_2 = P_1(1 + \beta t) \\ P_2 = P_1(1 + \frac{t}{273}) \end{array}} \quad (1.7)$$

2-3-7-Transformation polytropique

Elle est caractérisée par une transformation avec échange de chaleur avec milieu extérieur (dQ ≠ 0), avec « k » l'exposant polytropique:

$$PV^k = \text{Constante} \quad (1.8)$$

$$TP^{\frac{1-k}{k}} = \text{Constante} \quad (1.9)$$

$$TV^{k-1} = \text{Constante} \quad (1.10)$$

2-3-8-Transformation adiabatique

Il s'agit d'une transformation sans échange de chaleur avec le milieu extérieur (dQ=0).

Avec " γ " l'exposant adiabatique on a : $\frac{C_p}{C_v} = \gamma$ où C_p chaleur spécifique à P constante

C_v chaleur spécifique à V

constante

$$PV^\gamma = \text{Constante} \quad (1.11)$$

$$TP^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = \text{Constante} \quad (1.12)$$

$$TV^{\gamma-1} = \text{Constante} \quad (1.13)$$



2-4-Equation d'état des gaz parfaits

Un gaz parfait est caractérisé par les équations ci après :

$$\begin{cases} PV_M = RT \text{ (1mole)} \\ P_v = rT \text{ (1Kg)} \end{cases} \quad (1.14)$$

Avec :

- V_M : Volume molaire $[m^3/mole]$
- R : Constante universelle des gaz parfaits égale à $8,319 \left[\frac{J}{mole.K} \right]$
- P : Pression $[Pa]$
- T : Température $[K]$
- v : Volume massique $[m^3/Kg]$
- $r = \frac{R}{M}$: Une constante relative du gaz $\left[\frac{J}{Kg.K} \right]$
- M la masse molaire $[Kg]$

De manière générale :

$$\begin{cases} PV = nRT \text{ (n [mole])} \\ PV = mrT \text{ (m [Kg])} \end{cases} \quad (1.15)$$

- V : volume effectif $[m^3]$
- $m = nM$

2-5-Grandeur d'énergies

2-5-1-Travail échangé avec le milieu extérieur

$$dW = -PdV \quad (1.16)$$

Si $W > 0$ le système (S) reçoit du travail.

Si $W < 0$ le système (S) fournit du travail

2-5-2-Quantité de chaleur échangée

$$dQ = C_p dT + h dP \quad (1.17)$$

$$dQ = C_v dT + l dV \quad (1.18)$$

$$dQ = \lambda dP + \mu dV \quad (1.19)$$



Où $C_p, C_v, \lambda, h, l, \mu$ sont les coefficients calorimétriques, tels que :

$$h = - \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v ; \quad l = \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p \quad (1.20)$$

$$\lambda = C_p \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_v ; \quad \mu = C_v \left(\frac{\partial T}{\partial V} \right)_p \quad (1.21)$$

Pour les gaz parfaits, on a les expressions :

$$h = -V \quad \text{et} \quad l = P \quad (1.22)$$

$$C_p - C_v = r \text{ ou } (R) \quad (1.23)$$

2-5-3-Energie interne

$$\text{On a : } U = Q + W \quad (1.24)$$

Le premier principe de la thermodynamique nous rappelle que :

$$dU = dQ + dW \quad (1.25)$$

Pour le gaz parfait on a :

$$dU = C_v dT, \text{ ou } dU \text{ une fonction d'état} \quad (1.26)$$

2-5-4-Enthalpie

$$\text{C'est la fonction d'état d'un fluide qui a pour expression: } H = U + PV. \quad (1.27)$$

D'autre part la "variation d'enthalpie dH" s'exprime:

$$dH = dQ + VdP \quad (1.28)$$

2-5-5-Entropie

$$\text{On a : } S = \frac{Q}{T} \quad (1.29)$$

$$\Rightarrow dS = \frac{dQ}{T}$$

$$\text{Donc : } dQ = TdS \quad (1.30)$$



MOTEUR THERMIQUE

3-1-Définition d'un moteur thermique

Un moteur thermique est un moteur qui fonctionne à partir de la transformation de l'Energie thermique obtenue par la combustion de combustible en Energie mécanique.

3-2-Historique classique

Le célèbre inventeur Allemand Rodolphe Diesel est né en 1858 à Paris, rue Notre-Dame de Nazareth dans le troisième Arrondissement où il exerça la plus grande partie de son activité d'ingénieur .En 1892, il déposa à Berlin un premier brevet décrivant un moteur fonctionnant par injection pneumatique de charbon pulvérisé .Ce dispositif resta une réalité à l'état d'ébauche ; il fut remplacé en 1897, par un système alimenté en pétrole brut et offrant déjà un rendement satisfaisant de 26,2% et sa consommation spécifique est de [247g /ch.h]. Avec une cylindrée de 19,6[litres] et avec une puissance de 14,7 [KW] qui tourne à une vitesse de 172[tr/min]

3-3-Classification du moteur thermique

On peut classer le moteur thermique, représenté par le schéma ci-dessous :

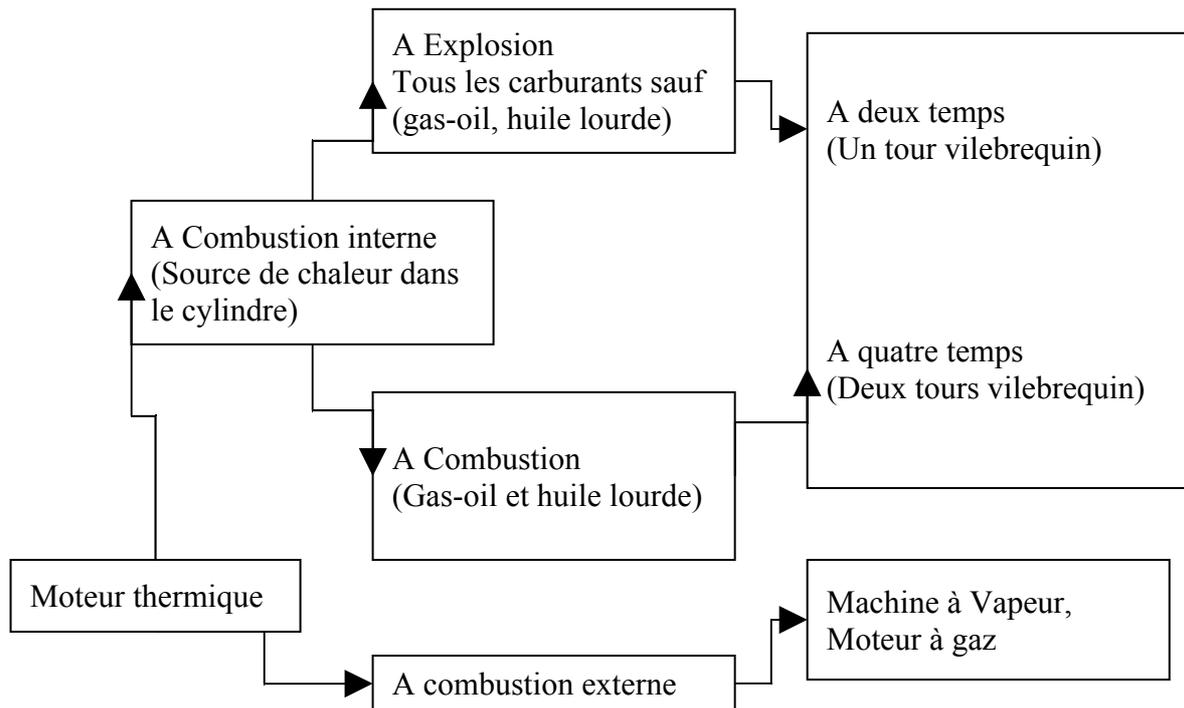


Figure 5-Classification du moteur thermique

3-4-Description et principe de fonctionnement

3-4-1-Description

Les principaux organes qui constituent un moteur thermique afin de pouvoir effectuer son fonctionnement pendant la durée d'un cycle moteur peuvent être divisés en deux parties :

- Les organes fixes

Ce sont des pièces qui définissent le corps moteur, il s'agit de la culasse, du bloc moteur, de la chemise et du carter.

- Les organes mobiles

Ce sont des pièces qui assurent le mouvement rotatif du moteur :

-Le piston : c'est un élément qui effectue un mouvement rectiligne alternatif, du point mort haut au point du point mort bas sur le long du cylindre.

-La bielle : Tige rigide, articulée à ses deux extrémités. Elle transforme un mouvement linéaire en mouvement rotatif.

-Le vilebrequin : Arbre articulé en plusieurs paliers excentrés. Transmet indirectement l'énergie mécanique à la boîte

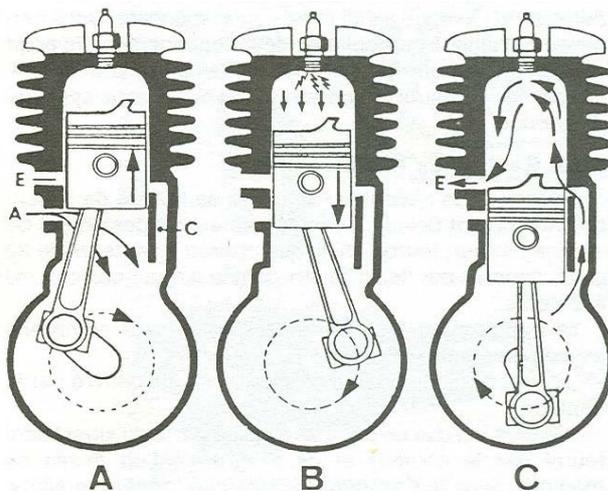
-Le volant moteur : un organe qui se situe à l'extrémité du vilebrequin, et qui a pour rôle de conserver l'énergie développée au niveau de l'arbre moteur selon le principe de la vitesse acquise.

3-4-2-Principe de fonctionnement

Généralement, pour effectuer un cycle, on peut classer en deux parties le moteur thermique selon son mode de fonctionnement: le moteur à deux temps et le moteur à quatre temps.

3-4-2-1-Moteur à deux temps

Le moteur à 2 temps réalise le cycle Beau de Rochas (aspiration, compression, détente, échappement) en 2 courses de piston au lieu de 4 courses prévues dans le moteur 4 temps



- A. Admission dans le carter et compression dans le cylindre.
- B. Compression dans le carter et explosion-détente dans le cylindre.
- C. Transfert carter/cylindre et échappement du cylindre

Figure 6-Moteur 2 temps à compression dans le carter

1^{er} temps (du PMB au PMH):

Le piston étant au PMB, le mélange air-essence est introduit sous une faible pression de 1.2 à 1.4 bars. Au 1/7 environ de sa course, le piston ferme les lumières pour permettre la compression.

2^{ème} temps (du PMH au PMB) :

La combustion commence un peu avant le PMH; après le PMH, la descente du piston réalise le "temps moteur". Au 6/7 environ de sa course, le piston découvre l'orifice d'échappement pour permettre l'évacuation des gaz brûlés. PMB.

Cycle à 2 temps :

Cycle théorique: (Figure n° 7)



Cycle Dans les moteurs 2 temps à lumières, les opérations d'admission et d'échappement ont une durée très réduite et elles s'effectuent toutes les deux au voisinage du cycle théorique.

Le piston part de PMB au point "A", les lumières de transfert étant découvertes et les gaz frais préalablement comprimés dans le carter. C'est la phase "admission" jusqu'au point "B" qui correspond à la fermeture des lumières de transfert et d'échappement.

La compression s'exerce jusqu'au point "C" où se produit l'allumage, au voisinage du PMH; et la pression monte brusquement jusqu'en "D". C'est alors la détente qui correspond à la phase "DE", le point "E" correspondant à l'ouverture de la lumière d'échappement. La pression tombe brusquement jusqu'en "B".

Le piston termine sa course descendante "EA" avant de recommencer un nouveau cycle. La phase "EAB" correspond au balayage des gaz brûlés qui n'ont pas fini d'être évacués par les gaz frais qui ont commencé à pénétrer dans le cylindre par les canaux de transfert.

Cycle pratique:

Le diagramme réel diffère du diagramme théorique sur les points suivants :

- a) L'étincelle jaillit avec une assez grande avance (AA) avant que le piston n'atteigne le PMH.
- b) La combustion se prolonge légèrement après le PMH, quand le piston commence à descendre; il y a une pointe de pression, puis celle-ci diminue assez régulièrement pendant la détente jusqu'à l'ouverture de la lumière d'échappement.
- c) L'échappement ne se fait pas aussi rapidement que dans le cycle à 4 temps puisqu'on ne dispose que d'une faible course du piston au voisinage du PMB.
- d) Le balayage ne peut se faire qu'avec la faible pression correspondant à la précompression dans le carter inférieur. Celle-ci est faible puisqu'elle est de l'ordre de 1.4 bars.

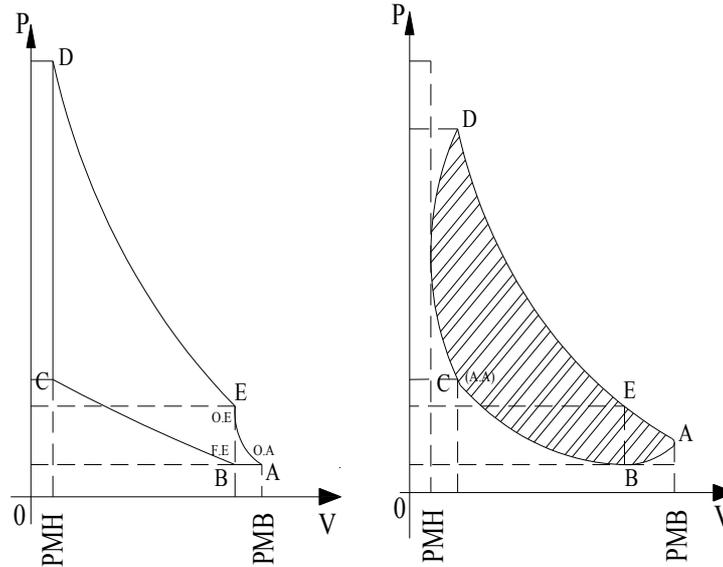


Figure 7-Cycle théorique d'un moteur 2 temps Figure 8- Cycle pratique d'un moteur 2 temps

Avantages et inconvénients du moteur à 2 temps:

a) Avantages:

Accélération plus vite car le temps moteur s'effectue dans un tour de vilebrequin,

La distribution sans soupape permet d'augmenter la vitesse de rotation du moteur sans risque d'affolement,

La régularité des poussées sur le vilebrequin diminue les à-coups et les vibrations, notamment en monocylindre. La masse du volant peut ainsi être réduite.

b) Inconvénients

La compression est commencée plus tardivement, la combustion est plus lente et produit des résidus nombreux ainsi qu'une fumée d'huile à l'échappement.

Pertes de puissance proviennent du mélange possible des gaz frais et des gaz brûlés

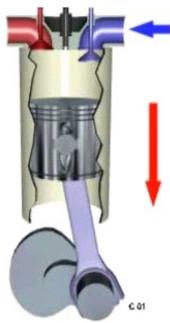
Consommation plus de combustible par rapport au moteur à 4 temps.

3-4-2-2-Moteur à quatre temps (*Figure n° 9*)

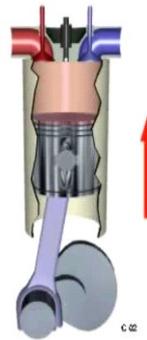
Pour un moteur à quatre temps, un cycle est équivalent à deux tours du vilebrequin. Le principe général de fonctionnement est caractérisé par les quatre étapes suivantes :



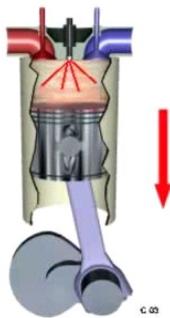
Figure 9-moteur 4 temps



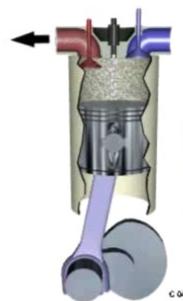
1^{er} temps : **ADMISSION** Descente du piston
Ouverture de la soupape d'admission
Remplissage du cylindre par de l'air
Fermeture de la soupape d'admission.



2^{ème} temps: **COMPRESSION** Montée du piston
Les soupapes sont fermées
Forte élévation de la pression (environ 40 bars) et donc de la température (environ 600°C) pour permettre l'auto inflammation.



3^{ème} temps: **COMBUSTION et DETENTE (TEMPS MOTEUR)** Le combustible est injecté à haute pression (environ 300 bars). Il s'enflamme spontanément et continue à brûler tout le temps que dure l'injection (la combustion dure ici plus longtemps que dans le cas du moteur à essence). Sous l'action de la pression (environ 90 bars), le piston descend, C'est Le Temps Moteur.



4^{ème} temps: **ECHAPPEMENT** La soupape d'échappement s'ouvre
Chute de pression
Le piston monte et chasse les gaz brûlés contenus dans le cylindre
Et le cycle recommence
Lors de L'ADMISSION, le moteur aspire de l'AIR
L'INJECTION doit se faire à TRES HAUTE PRESSION
LE COMBUSTIBLE S'ENFLAMME par Auto inflammation
La combustion dure le temps que dure l'injection du combustible.

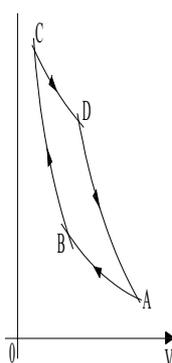


Figure 10-cycle de CARNOT

- AB: Compression Isotherme
(1^{ère} phase à température constante)
- BC: Compression Adiabatique
(2^{ème} phase sans échange de chaleur)
- CD: Détente Adiabatique
(3^{ème} phase à la température constante)
- DA: Détente Adiabatique
(4^{ème} phase sans échange de chaleur)

Ce cycle représente un cycle idéal ; tout moteur thermique à quatre temps doit suivre ce cycle et devrait avoir un rendement idéal de 0,72 qui n'est jamais atteint.

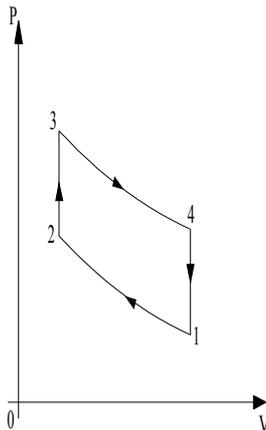


Note : Pour des valeurs $P_A = 1\text{bar}$; $T_A = 15^\circ\text{C}$; $T_C = T_D = 1600^\circ\text{C}$; $\gamma=1,33$. On trouve

$P_C = 1894[\text{bars}]$, et $\frac{V_A}{V_C} = 219,2$: côté réalisation difficile.

b)-Cycle de BEAU DE ROCHAS

Ou encore appelé, cycle à volume constant et à pression variable, celui-ci se manifeste particulièrement dans le cas des moteurs à essence.



- 1^{ère} Phase 1-2: Compression Adiabatique :
- 2^{ème} Phase 2-3: Echauffement Isochore
- 3^{ème} phase 3-4: Détente Adiabatique
- 4^{ème} phase 4-1: Détente Isochore

Figure 11-Cycle de Beau de Rochas

Illustration1: Cycle théorique pour moteur essence

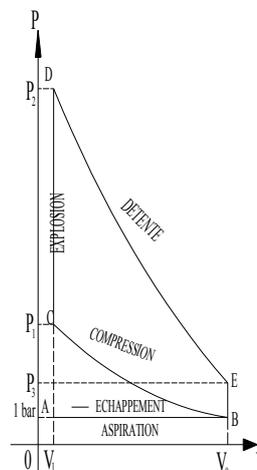


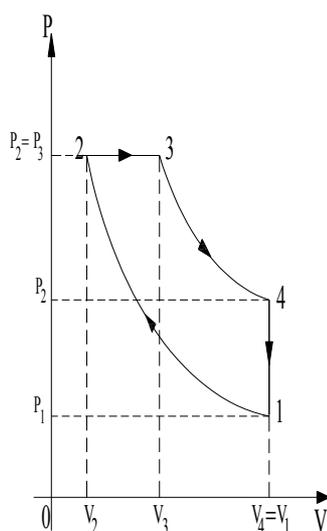


Figure 12-Cycle théorique pour moteur essence

- Le travail moteur est représenté par l'aire ADEBA.
- Les travaux résistants sont représentés par l'aire ABCA.
- Le travail utile – l'aire CDEBC.
 - ❖ Aspiration du gaz à la pression atmosphérique dans le cylindre le long de la droite isobare AB ($P_0 = 1 \text{ Bar}$, $V_1 V_0$).
 - ❖ Compression adiabatique BC jusqu'au volume minimal V_1 , la pression devenant P_1
 - ❖ Combustion instantanée du gaz à volume constant le long de la droite isochore CD avec une forte élévation de température à T_2 et de la pression à P_2 .
 - ❖ Détente du gaz chaud le long de l'adiabatique DE qui ramène le volume à V_0 , mais à une pression P_3 supérieure à celle de l'atmosphère.
 - ❖ Ouverture de l'échappement des gaz dont la pression tombe instantanément à la pression atmosphérique le long de l'isochore EB, la température redescendant à T_1 .
 - ❖ Reste à vider le cylindre, des gaz brûlés, en décrivant l'isobare BA, pour revenir au point de départ A.

c)-Cycle DIESEL

Ou encore appelé, cycle à pression constante. Dans ce cas le remplissage du cylindre s'effectue à pression atmosphérique



- 1-2: Compression Adiabatique
- 2-3: Combustion Isobare
- 3-4: Détente Adiabatique
- 4-1: Détente Isochore

Figure 13-Cycle Diesel

Illustration2 : cycle théorique pour moteur Diesel

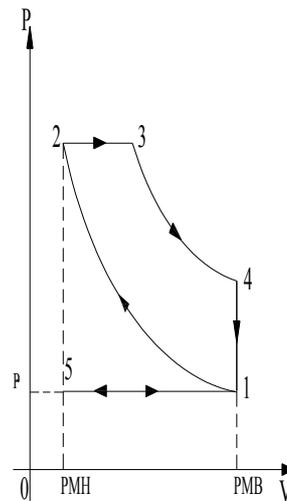


Figure 14- Cycle théorique pour moteur Diesel

1^{er} temps : Admission (5-1):

- Le piston descend
- Ouverture de la soupape d'admission en vue de remplir le cylindre par l'air
- La soupape d'admission se ferme

2^{ème} temps : Compression (1-2):

- fermeture des soupapes
- Le piston monte, alors que la pression s'élève de même que la température (environ 600°C), pour permettre l'auto inflammation.

3^{ème} temps : Combustion Détente (2-3-4)

- Injection à haute pression du combustible, tout le temps que dure l'injection.
- Dès qu'on atteint la pression, le piston descend, c'est le "temps moteur"

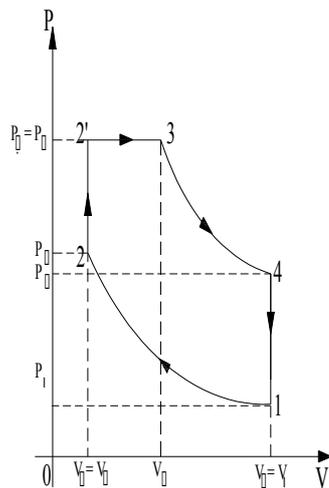
4^{ème} temps : Echappement (4-1-5)

- Ouverture de la soupape d'échappement
- Chute brusque de la pression
- Montée du piston pour chasser les gaz brûlés dans le cylindre
- Fermeture de la soupape d'échappement



d)-Cycle mixte Diesel

Ou encore appelé cycle de SABATHE, dans lequel la combustion a été effectuée à volume constant puis à pression constante. Le domaine d'application de celui-ci est destiné particulièrement au moteur Diesel rapide.



- 1-2: Compression adiabatique
- 2-2': Echauffement isochore
- 2'-3: Echauffement isobare
- 3-4: Détente adiabatique
- 4-1: Refroidissement isochore

Figure 15-Cycle mixte Diesel

Rapport de compression : $a = \frac{V_1}{V_2}$ (1.31)

Rapport d'injection $c = \frac{V_3}{V_2}$ (1.32)

Rapport de pression $d = \frac{P_3}{P_2}$ (1.33)

D'où l'expression du rendement en utilisant les équations d'états et les équations d'évolutions:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{a^{\gamma-1}} \frac{c^\gamma d - 1}{d - 1 + \gamma d (c - 1)} \tag{1.34}$$

En conclusion le rendement thermique d'un cycle diesel augmente si le rapport de compression augmente.

3-5-Moteur diesel

3-5-1-Description des éléments spécifiques d'un moteur diesel

3-5-1-1-Les éléments du circuit basse pression

En général, ils alimentent sous une pression, de 1bar la pompe injection de façon à éviter le désamorçage crée par une entrée d'air.

- ❖ Le réservoir



Il comprend, un petit puits de décantation, une mise à l'air libre, deux canalisations pour l'aspiration et pour le retour, et un bouchon de vidange.

❖ La pompe d'alimentation

Elle sert à transférer le combustible du réservoir à la pompe d'injection. Elle peut être des pompes à piston, des pompes à membrane ou des pompes à engrainage.

❖ Les filtres à gasoil

Leurs nécessités sont de filtrer les particules solides de 1 micron et d'éliminer toutes entrées d'eau dans la pompe d'injection.

3-5-1-2-Les éléments du circuit haute pression

Ces éléments ont pour rôle d'amener le gasoil sous haute pression en sortie d'injecteur afin de le pulvériser en créant une homogénéisation avec l'air par turbulence.

❖ L'injecteur

Il divise le combustible en très fines gouttelettes, la répartition et le mélange avec l'air comprimé du cylindre. Il peut être de type à téton ou à trous

❖ Les tuyauteries

Ce sont des éléments spéciaux, assurant les mêmes délais d'injection

❖ La pompe d'injection

Elle peut se distinguer en deux grandes familles :

- La pompe d'injection en ligne (un piston d'alimentation par cylindre moteur)
- La pompe d'injection rotative (un piston pour l'alimentation de tous les cylindres)

3-5-2-Modes d'injection

Le système d'injection d'un moteur à combustion interne comprend deux catégories :

✓ Injection directe

La tête de l'injecteur à trous débouche directement dans la chambre de combustion, y créant une meilleure pulvérisation pour faciliter le démarrage à froid. La pression d'injection s'élève jusqu'à 175bars environ.

Par conséquent, le moteur en consomme assez faible au combustible, mais bruyant au ralenti et à faible régime.

✓ Injection indirecte

Cette méthode d'injection est de 3 types :

- Injection à chambre de précombustion



L'injection est à une seule aiguille ou trou, il débouche dans la chambre de précombustion qui représente environ 1/3 du volume de la chambre totale. La pression d'injection sera moins élevée qu'en injection directe. La consommation est légèrement plus forte, le moteur faisant moins de bruit et à bas régime.

- Injection à chambre de turbulence :

L'injecteur à aiguille débouche dans la chambre de "turbulence" qui représente environ 2/3 du volume total. La pression d'injection n'est pas loin de la précédente. La consommation est un peu élevée.

Ces deux moteurs cités ont besoin d'une bougie de préchauffage.

- Injection à chambre auxiliaire de réserve d'air :

L'injecteur est à aiguille et débouche dans la chambre de telle sorte que l'axe du jet est dirigé vers l'entrée de la chambre auxiliaire. La caractéristique de ce moteur est comparable à celui de l'injection directe. Certains n'ont pas besoin de bougie de préchauffage.

3-5-3-Type du moteur Diesel

Le type du moteur Diesel dépend :

- **Du cycle de fonctionnement**
 - Cycle diesel pur.
 - Cycle diesel rapide ou cycle mixte.
- **Du mode d'injection**
 - à injection directe.
 - à injection indirecte.
- **De la forme de la chambre de combustion**

❖ Moteur à chambre de précombustion

Dans ce système l'injecteur vaporise le combustible dans une petite cavité appelée « chambre de précombustion » qui communique avec la chambre de combustion du cylindre par une série de petites orifices.

❖ Moteur à chambre de turbulence

Les moteurs à turbulence comportent une cavité à peu près sphérique dont le volume est égal à 80% du volume total de l'air en fin de compression soit un volume quatre fois plus grand que la chambre de combustion normale située entre le piston et le fond du cylindre.



❖ Moteur à chambre d'air ou à chambre d'accumulation

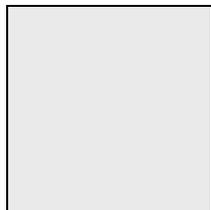
Le moteur comporte une chambre d'accumulation d'air soit dans la culasse, soit dans le piston. L'injecteur ne débouche pas directement dans cette chambre qui communique avec la chambre de combustion principale par un double ajustage conique.

❖ Moteur à antichambre

Les moteurs à antichambre comportent également une cellule auxiliaire dont le volume est égale à 30% environ du volume total de l'air comprimé (volume total de l'air enfin de compression). Mais contrairement à ce que l'on fait dans les moteurs à chambre d'air, on injecte le combustible directement dans la cellule auxiliaire.



Deuxième Partie: MISE AU POINT DES DONNEES ET METHODE DE CALCUL



GAZOLE

I-1-Généralité

Presque tous les carburants utilisés dans les moteurs diesels d'aujourd'hui sont des produits provenant des combustibles fossiles. En général, ces produits ont une molécule à structure linéaire composée principalement d'atomes de carbone et d'hydrogène. Les normes ASTM D 975-81 (American Society for Testing and Materials D 975-81) permettent de déterminer les caractéristiques d'un carburant gazole normal. Les deux types de carburants rencontrés sont: le N°1-D et le N°2-D, dont les caractéristiques figurent dans le tableau n°1

propriétés	Qualité du Gazole	
	N°1-D	N°2-D
Point éclair maximum [°C]	37,8	51,7
Eau et sédiment par volume, maximum [%]	Traces	0,05
Résidu carbone à 10%, maximum [%]	0,15	0,35
Cendres par poids, maximum [%]	0,01	0,01
Température de distillation, 90% [°C]: minimum	—	282,2
maximum	287,8	338
Viscosité à 37,8 °C [mm ² /s]	minimum	1,4
	maximum	2,5

Tableau 1-Caractéristique du gazole normal

Les exigences pour un bon carburant à allumage par compression ne peuvent être précisées facilement. À cette situation s'ajoute la complexité du processus de combustion hétérogène dans ces types de moteurs fortement affectés par les caractéristiques à l'injection. Cependant, les observations générales suivantes peuvent aider à l'identification d'un bon carburant diesel:



- 1- Caractéristiques au cognement: la mesure actuelle est l'indice de cétane; un bon carburant doit en général avoir un indice de cétane suffisamment élevé, pour éviter un cognement désagréable.
- 2- Caractéristiques de démarrage: le carburant doit permettre le démarrage du moteur facilement, ce qui demande une haute volatilité du carburant pour former un mélange facilement combustible et à haut indice de cétane pour que la température d'inflammation soit basse.
- 3- Fumée et odeur: le carburant ne doit dégager ni odeur, ni fumée par le tuyau d'échappement. En général, une bonne volatilité est demandée pour assurer un bon mélange et donc une combustion complète.
- 4- Corrosion et usure: le carburant ne doit pas causer de corrosion avant la combustion, ni de corrosion et usure après la combustion. Ces exigences paraissent être directement liées à la quantité de soufre contenus dans un carburant.
- 5- Manutention facile: le carburant doit être un liquide qui s'écoule facilement sous les conditions rencontrées. Cette caractéristique par le point de pulvérisation et la viscosité du carburant qui doit avoir en plus, un haut point éclair, d'où l'avantage de l'utilisation des moteurs diesels, utilisant un carburant à basse inflammabilité.

I-2-Caractéristiques principales

❖ Densité:

Elle est variable suivant l'origine du pétrole brut et le mode de traitement subit. En moyenne la densité est de 0,850 à 15°C et elle diminue de 0,0007 pour chaque degré d'élévation de température.

❖ Volatilité:

Elle se vérifie sur une courbe, dite "courbe de distillation". Pratiquement, la distillation du gazole commence vers 200°C et se termine aux environs de 370°C.

Les spécifications légales indiquent:

- limite inférieure à 250°C (P.I).
- limite supérieure: 360°C (P.F).

❖ Viscosité:

Les pompes d'injection sont construites avec des jeux d'usinages extrêmement réduits, aussi le gazole doit être suffisamment fluide pour être injecté correctement. Cependant,



une fluidité excessive serait nuisible car la pénétration du jet dans la chambre serait insuffisante par suite d'une pulvérisation trop fine.

❖ **Indice ou nombre de cétane**

On appelle "indice de cétane" du combustible à étudier, le pourcentage de cétane contenu dans un mélange qui produit le même délai d'allumage.

❖ **Pression vapeur :**

La pression de vapeur est la pression sous laquelle le corps placé seul à une température donnée constante, est en équilibre avec sa vapeur. Autrement dit, c'est la pression sous laquelle le liquide bout (ou encore le solide se volatilise), à la température considérée.

❖ **Densité vapeur :**

Cette donnée indique le nombre de fois où les vapeurs d'un produit sont plus lourdes ou plus légères que l'air. Cette mesure est prise au point d'ébullition. Si la densité de vapeur est supérieure à 1, les vapeurs d'un produit auront tendance à se maintenir près du sol.

❖ **Point éclair:**

C'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".

❖ **Pouvoir Calorifique Supérieur (PCS) :**

Quantité de chaleur exprimée en kWh ou MJ, qui serait dégagée par la combustion complète de un (1) Mètre Cube Normal de gaz. L'eau formée pendant la combustion étant ramenée à l'état liquide et les autres produits étant à l'état gazeux (eau à l'état liquide).

❖ **Le pouvoir calorifique inférieur (PCI):**

Se calcule en déduisant par convention, du PCS la chaleur de condensation (2511 kJ/kg) de l'eau formée au cours de la combustion et éventuellement de l'eau contenue dans le combustible (eau à l'état gazeux).

❖ **Température d'auto-inflammation :**

C'est la température minimale pour laquelle un mélange combustible, de pression et de composition donnée, s'enflamme spontanément sans contact avec une flamme.



En résumé voici les caractéristiques générales du gazole:

Formule chimique	$C_{21} H_{44}$ (approché de 12 à 22 atomes de carbone)
Indice de cétane	<49
Caractéristiques de distillation	150 à 380°C
Température d'évaporation	180° à 370°
Densité	0,845 (approché de 082 à 1,85 à 15°C)
Point éclair	55°C
pouvoir calorifique	43 000 kJ/kg
Résistance au froid	- 5° C le gazole se trouble - 15°C limite de filtrabilité - 18°C point d'écoulement
Masse de soufre	0,05%
Température d'ébullition	180 à 360°C
Température d'auto inflammation	250°
Pression vapeur	<100hPa à 100°C <10hPa à 40°C
Densité vapeur	>5 (air=1)
Viscosité	<7mm ² /s à 40°C

Tableau 2-Caractéristique générale du gazole



HUILE DE JATROPHA

2-1-Présentation de l'huile de Jatropha

2-1-1-Le Jatropha Curcas

❖ **Nom de la plante:**

Nom Scientifique: Jatropha Curcas

Nom Malagasy: Savoa, Valavelona, Kinana fotsy, Tanatanam-potsy, Voanongo.

❖ **Description Botanique:**

Le Jatropha Curcas est un arbrisseau à rameau herbacé, épais, touffus, dont la branche contient du latex translucide.

Le Jatropha Curcas est caractérisé par :

-Des troncs verdâtres portant des jeunes rameaux lisses, verts, souples à, nombreuse lentilles.

-Des feuilles simples, vertes, alternés à long pétiole teinté de rouge pris du limbe

-Des fleurs très petites, vert jaunes, groupés en corymbe unisexué monoïque de type S, régulière à l'aisselle d'une bractée.

-Des fruits en capsules à trois loges renfermant chacune une grosse graine comparable au ricin.

La durée vie moyenne du Jatropha Curcas est d'environ 30ans.

❖ **Origine:**

Le Jatropha curcas est une plante originaire de l'Amérique du sud, mais est répandu en Afrique ainsi que dans toutes les régions tropicales.

❖ **Plantation et production:**

La plante peut se reproduire aussi bien par bouture que par semis. Elle est très tolérante vis-à-vis des conditions du climat et des sols parce qu'elle se développe même sur des sols arides et pauvres. Pour la production à grande échelle, on met en œuvre des plantations sur champs. Les plantes sont cultivées à raison de 500 pieds/ha au maximum.



La récolte se fait toute l'année avec deux périodes plus fécondes (Février/Mars, Novembre/Décembre). La plante est productive après 3 ans et le pic de production est obtenu au bout de cinq ans.

Le rendement de la graine sèche est de 1,2 à 3t/ha avec une production de 300g à 9kg par pied et par an. Le rendement en huile est d'environ 380 à 1200l/ha.

Concernant la multiplication végétative, on obtient une croissance rapide et le meilleur rendement s'obtient à la première récolte.

❖ Le *Jatropha Curcas* à Madagascar

Actuellement très répandu dans l'île le *Jatropha Curcas* sert à plusieurs usages. Dans la province de Fianarantsoa la plante sert de haie vive. A Ambatondrazaka on l'utilise pour lutter contre le phénomène de lavakisation. Dans la région de Sava, il sert de tuteur de Vanille.

2-2-L'huile de Jatropha:

2-2-1-Rendement en huile

La graine se divise en 2 parties:

- Amande: 63,5%
- 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 seul: 68%



Photo 1-Graines de *Jatropha Curcas*



2-2-2-Extraction de l'huile de Jatropha

- Passage par plusieurs étapes
- Peut être réalisée à l'échelle artisanale ou industrielle

Rendement d'extraction : 20% méthode artisanale et supérieure à 30% méthode industrielle

Matériels requis :

Extraction industrielle:

Broyeur-Chaudière-Presses Expeller-Filtre
Traitement de 100kg/h de graines
Fonctionne à l'électricité ou au moteur diesel

Extraction artisanale:

Moulin traditionnel-Marmite-Presses hydraulique-Tissus pour filtration
Traitement de 25kg/h de graines

2-3-Propriété de l'huile de Jatropha Curcas

Les propriétés de l'huile de Jatropha Curcas 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.

2-3-1-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.

2-3-2-Propriété physique:

Densité à 20°C	0,92[g/cm ³]
Pouvoir calorifique inférieur (PCI)	39,6 et 41,8[MJ/kg]
Point de solidification	2°C
Point d'éclair	110 à 240°C

Tableau 3-Propriété physique de l'huile

2-3-3-Propriété chimique:

Indice de saponification	185 à 210
Indice d'acide	3 à 38
Indice d'iode	95 à 110
Indice de cétane	51,0

Tableau 4-Propriété chimique de l'huile



2-4-Composition de l'huile de Jatropha Curcas.

La répartition des acides gras de l'huile est la suivante:

- acide myristiques 1,4%
- acide palmitique 10-17%
- acide stéarique 5-10%
- acide oléique 36-64%
- acide linoléique 18-45%

Le spectre de variation est en fonction de facteurs du milieu de croissance, des variétés, ect...

L'huile peut être classée dans le groupe des acides linoléiques ou oléiques, respectivement dans le groupe des huiles non siccatives.



CARACTERISTIQUES TECHNIQUES ET PARAMETRES THERMODYNAMIQUE DU MOTEUR D'ESSAI

3-1-Données sur les caractéristiques techniques du moteur

Les caractéristiques du moteur étudié sont énumérées dans le tableau ci dessous.

Tableau n ° 05 : Énumération des paramètres du moteur étudié

MARQUE	SHUHE 180N DIESEL ENGINE
Système de combustion	Injection Indirect
Cycle	4 temps
Nombre et disposition de cylindres	Monocylindre en ligne
Alésage en (mm)	80
Course en (mm)	90
Cylindrée en (cm ³)	452,38
Puissance (en (KW) à (Tr/min))	5,88 à 2200
Rapport volumétrique	22/1
Refroidissement	Par eau

Tableau 5-Caractéristiques du moteur SHUHE L180

3-2-Calcul des paramètres thermodynamiques du moteur

On sait que les gaz dans le cylindre subissent plusieurs transformations jusqu'à ce qu'ils arrivent à échapper dans l'atmosphère. Ces transformations forment un cycle fermé.

A chaque point du cycle correspondent des paramètres spécifiques. Ces paramètres sont appelés: paramètres thermodynamiques (pression, volume et température).

Puisqu'on a un moteur fonctionnant suivant un cycle à quatre temps; on peut alors représenter le cycle théorique comme suit:

Caractéristique de chaque point du cycle:

(0): admission

(1): début de compression: les gaz commencent à être comprimés

- (2): fin de compression
- (3): point où la pression de combustion est maximale
- (4): début de détente
- (5): fin détente

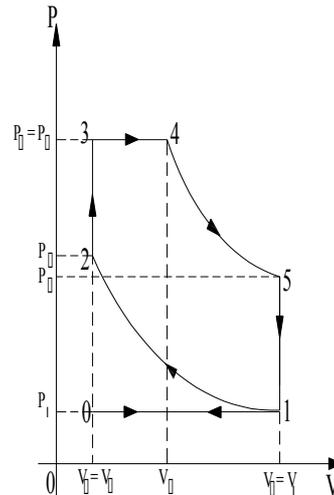


Figure 16-Cycle théorique du moteur d'essai

Calcul des paramètres thermodynamiques:

Etat (0)

En Supposant que la chaleur massique de l'air et le gaz parfait (GP) soient constants et on raisonne sur une masse de fluide de 1kg.

La pression atmosphérique est de 0,1MPa; la température ambiante est égale à 25°C soit 298 °K.

Calcul des valeurs de la cylindrée unitaire globale V_h et du volume de la chambre de combustion V_c du moteur:

$$\text{La cylindrée totale de ce moteur } V_t = \frac{\pi D^2}{4} s = 452,38 [cm^3] \tag{2.1}$$

$$\text{La cylindrée unitaire de ce moteur est } V_h = \frac{V_t}{n_c} = \frac{452,38}{1} = 452,38 [cm^3] \tag{2.2}$$

On sait que le rapport volumétrique $\epsilon = 1 + \frac{V_h}{V_c}$ de cette relation, on tire:

$$V_c = \frac{V_h}{\epsilon - 1} = \frac{452,38}{21} = 21,54 [cm^3] \tag{2.3}$$



Deuxième Partie

La valeur de la pression au début d'admission P_0 prend de la même valeur que la pression atmosphérique $p_{at} = 0,1 \text{ Mpa}$.

Paramètre au point "0" du diagramme théorique:

$$P_0 = 0,1 [MPa]; V_0 = 21,54 [cm^3]; T_0 = 298 [^\circ K]$$

Etat (1)

$$\text{On sait que la valeur de la pression au début de compression } P_1 = (P_{atm} - \Delta P_1) \quad (2.4)$$

avec: $\Delta P_1 = (0,04 \div 0,18)P_{atm}$: perte de pression à l'admission

$$P_1 = 0,1 - 0,004 = 0,096 [MPa]$$

$$V_1 = V_h + V_c \quad (2.5)$$

$$V_1 = 21,54 + 452,38 = 473,92 [cm^3]$$

D'où, les valeurs de paramètres au point 1 sont :

$$P_1 = 0,096 [MPa]; V_1 = 473,92 [cm^3]; T_1 = 298 [^\circ K]$$

Etat (2)

On sait que la transformation (1)-(2) est une compression adiabatique; donc:

$$P_1 V_1^k = P_2 V_2^k \quad (2.6)$$

Avec k exposant adiabatique ($k = 1,36 \div 1,42$) pour les moteurs diesels et on prendra $k=1,4$, qui est supposé constant durant le cycle.

$$\Rightarrow P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k \quad \text{Or } \frac{V_1}{V_2} = \varepsilon$$

$$\text{Donc } V_2 = \frac{V_1}{\varepsilon} \quad (2.7)$$

$$P_2 = P_1 \varepsilon^k \quad (2.8)$$

$$\text{De même; } T_1 V_1^{k-1} = T_2 V_2^{k-1}$$

$$\Rightarrow T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} \quad (2.9)$$

AN :

$$P_2 = 0,096 \cdot 22^{1,4} = 7,2721 [Mpa]$$

$$V_2 = \frac{473,92}{22} = 21,54 [cm^3]$$

$$T_2 = 298 (22)^{0,4} = 1026,0897 [^\circ K]$$

$$P_2 = 7,2721 [MPa]; V_2 = 21,54 [cm^3]; T_2 = 1026,0897 [^\circ K]$$

Etat (3)

$2 \rightarrow 3$: Transformation isochore donc on peut dire que $V_2 = V_3$ Or l'équation des gaz parfait s'écrit :



Deuxième Partie

$$PV = RT \text{ Et le taux de dilatation de pression sera } \lambda_p = \frac{P_3}{P_2} \Rightarrow P_3 = P_2 \lambda_p \text{ et } T_3 = T_2 \lambda_p \quad (2.10)$$

Avec $\lambda_p = 1,6$ un nombre choisi compris entre 1,4 et 1,8

AN :

$$\begin{aligned} P_3 &= 1,6 \cdot 7,2721 = 11,6353 \text{ [Mpa]} \\ T_3 &= 1,6 \cdot 1026,0897 = 1641,7435 \text{ [}^\circ\text{K]} \\ V_3 &= 21,54 \text{ [cm}^3\text{]} \end{aligned}$$

Au point 3, les paramètres respectifs sont :

$$P_3 = 11,6353 \text{ [Mpa]}; V_3 = 21,54 \text{ [cm}^3\text{]}; T_3 = 1641,7435 \text{ [}^\circ\text{K]}$$

Etat (4)

3 \rightarrow 4 : Transformation isobare

$$P_4 = P_3 = 11,6353 \text{ [Mpa]}$$

On considère le taux de dilatation de volume à la fin de compression et au début de la combustion $\rho = 1,5$ valeur choisie comprise entre 1,2 et 1,7.

$$V_4 = \rho V_3 \quad (2.11)$$

$$T_4 = \rho T_3 \quad (2.12)$$

AN :

$$P_4 = P_3 = 11,6353 \text{ [Mpa]};$$

$$T_4 = 1,5 \cdot 1641,7435 = 2462,6152 \text{ [}^\circ\text{K]}$$

$$V_4 = 1,5 \cdot 21,54 = 32,31 \text{ [cm}^3\text{]}$$

D'où au point 4, les valeurs des paramètres respectives sont :

$$P_4 = 11,6353 \text{ [Mpa]}; V_4 = 32,31 \text{ [cm}^3\text{]}; T_4 = 2462,6152 \text{ [}^\circ\text{K]}$$

Etat (5)

4 \rightarrow 5 : Transformation adiabatique

Durant la détente, les échanges de chaleur représentent de quelque pourcent par rapport à l'énergie calorifique contenue dans les gaz, ce qui motive un coefficient adiabatique de l'ordre de 1,25. D'où:

$$P_4 V_4^k = P_5 V_5^k \Rightarrow P_5 = P_4 \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^k, \text{ avec } V_5 = V_1 = 473,92 \text{ [cm}^3\text{]} \quad (2.13)$$

AN :

$$P_5 = 11,6353 \left(\frac{32,31}{473,92} \right)^{1,25} = 0,4053 \text{ [Mpa]} \text{ et}$$

$$T_4 V_4^{k-1} = T_5 V_5^{k-1} \Rightarrow T_5 = T_4 \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^{k-1} \quad (2.14)$$

$$T_5 = 2462,6152 \left(\frac{32,31}{473,92} \right)^{0,25} = 1258,3589 \text{ [}^\circ\text{K]}$$

D'où au point 5, les valeurs des paramètres respectives sont :

$$P_5 = 0,4053 \text{ [Mpa]}; V_5 = 473,92 \text{ [cm}^3\text{]}; T_5 = 1258,3589 \text{ [}^\circ\text{K]}$$

Tableau n ° 03 : Valeurs récapitulatives des paramètres thermodynamiques

Points	1	2	3	4	5
Température [K]	298	1026,08	1641,74	2462,61	1258,3589
Pression [MPa]	0,096	7,2721	11,6353	11,6353	0,4053
Volume [cm ³]	473,92	21,54	21,54	32,31	473,92

Tableau 6-Paramètres thermodynamiques du moteur d'essai

3-3-Courbe du cycle réel du moteur Diesel

Le diagramme de fonctionnement du moteur ou diagramme indiqué qui représente la variation de la pression dans le cylindre en fonction du volume des gaz suivant le cycle, s'appelle: diagramme (P,V). On l'appelle aussi diagramme de Clapeyron en thermodynamique.

Ce diagramme peut être tracé d'une manière délicate ; alors sa réalisation est faite suivant la méthode graphique de "Brise". On va alors expliquer cette méthode.

Explication de la méthode de "Brise"

a)-Traçage des lignes droites:

On place d'abord le segment de droite AB suivant l'axe horizontal des volumes V; tel que $AB = \mu_s \cdot S$ avec $\mu_s = 0,5 : 1$ (échelle de course choisie); $S = 180$ [mm] (course du piston).

Plaçons ensuite le segment de droite CA correspondant à la grandeur de la chambre de combustion qui est définie par l'expression de la formule ci-dessus:

$$OA = \frac{AB}{\varepsilon - 1} \quad (2.15)$$

Soit numériquement: $OA = \frac{180}{22 - 1} = 8,56$ [mm]

La partie représentant l'évolution isobarique est représenté par le tronçon b tel que la longueur du tronçon est donnée par la formule expérimentale suivante:

$$b = OA(\rho - 1) \quad (2.16)$$

D'où $b = 8,56(1,5 - 1) = 4,28$ [mm] \Rightarrow $b = 4,28$ [mm]

Après, pour tracer les lignes verticales correspondant aux valeurs des pressions définies par calcul, on a adopté une échelle de pression $\mu_p = 0,05 : 1$

A partir des points A et B, on trace les lignes verticales ascendantes et on place ces différentes valeurs de pressions.



Deuxième Partie

b)-Traçage des courbes de transformation adiabatiques (isentropiques) de compression et de détente:

Les lignes de transformation isentropiques représentant la compression et la détente peuvent être tracées de la manière suivante:

En partant du point O; origine de l'axe, on trace la droite OK sous un angle $\alpha_0 = -17,5^\circ$ par rapport à l'horizontale. Ensuite, on trace à leur tour OD et OE respectivement sous les angles.

β_1 et β_2 par rapport à l'axe des ordonnées tels que:

$$\boxed{\operatorname{tg}(\beta_1) = [1 + \operatorname{tg}(\alpha_0)]^{k_1} - 1} \quad \text{et} \quad \boxed{\operatorname{tg}(\beta_2) = [1 + \operatorname{tg}(\alpha_0)]^{k_2} - 1} \quad (2.17)$$

Où $k_1=1,4$ exposant adiabatique pour la compression

$k_2=1,25$ exposant adiabatique pour la détente.

A partir du point (2): fin de la compression, on mène une ligne horizontale jusqu'à sa rencontre avec l'axe des ordonnées, et en partant de ce point d'intersection, on mène une droite faisant un angle de 45° avec l'horizontale jusqu'à sa rencontre avec OD, et on trace ensuite à partir de cette nouvelle intersection, une deuxième ligne horizontale parallèle à l'axe des abscisses.

On revient maintenant au point (2), et on mène une droite verticale jusqu'à sa rencontre avec la droite OK. De ce point là, sous un angle de 45° par rapport à la verticale, on mène ensuite une droite verticale jusqu'à sa rencontre avec la ligne horizontale tracée précédemment. L'intersection de ces deux lignes horizontale et verticale donne un deuxième point (2') de la courbe de compression adiabatique. Et tous les points suivants seront obtenus de cette même manière en partant de nouveau du point (2').

La courbe de détente adiabatique sera aussi obtenue par la même méthode mais avec les droites OK et OE et en commençant par le point (4).

Après le traçage des courbes de transformation de la compression et de la détente, on trace ensuite les parties arrondies du diagramme en tenant compte des avances à l'ouverture de la soupape d'échappement et de l'avance à l'injection.

On trace tout d'abord un demi-cercle de rayon $R=S/2$ [mm] suivant l'échelle de la course choisie précédente $\mu_s = 0,5:1$.

Ce qui correspond donc à un demi-cercle de rayon $(S * \mu_s / 2)$. A partir du centre géométrie O' de ce demi-cercle, et du côté du point mort bas (PMB), on déporte le segment de

droite O'O₁' tel que $\boxed{O'O_1' = \frac{R^2}{2L}}$ (2.18)

$$\text{Soit } O'O_1' = \frac{\left(\frac{180}{2}\right)^2}{2.170} = 23,82\text{mm} \Rightarrow \boxed{O'O_1' = 23,82\text{mm}}$$



Deuxième Partie

Cette valeur $O'O_1'$ représente la correction de Brisse. Elle traduit l'irrégularité de la course du piston engendrée par la longueur limitative de la bielle.

A partir du point O_1' , et avec un angle correspondant à l'avance à l'ouverture de l'échappement, soit égal à 54° ; on trace le rayon $O_1'B_1$. Ensuite, on mène à partir de B_1 une ligne verticale jusqu'à sa rencontre avec la ligne de détente.

La variation de la ligne de compression en fonction de l'avance à l'injection est obtenue en tenant compte de l'avance à l'injection et de l'angle θ_0 de rotation du vilebrequin pendant la combustion tel que:

$$\theta_0 = \frac{P_3 - P_2}{(\Delta P / \Delta \alpha)} \quad (2.19)$$

$\beta_1 = 25^\circ$, $\beta_2 = 22^\circ$ et avec $\Delta P / \Delta \alpha = 0,25 [\text{MPa}/^\circ\text{C}]$ on a $\theta_0 = 17,44^\circ \text{C}$

Tracé du diagramme de fonctionnement (voir annexe)

3-4-Calculs des Pressions–Rendement –Puissances–Couples– Consommations du Moteur

3-4-1-Pressions

3-4-1-1-Calcul de la pression moyenne indiquée du cycle théorique du moteur

Avant de calculer cette pression, il faut calculer le rendement thermique théorique. Ce rendement dépend du taux de dilatation de volume ρ , du taux de compression ε , du taux de dilatation de pression λ_p et de l'exposant adiabatique k . Il est donné par la formule expérimentale suivante:

$$R_{th} = 1 - \frac{\lambda_p * \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} [\lambda_p - 1 + k * \lambda_p (\rho - 1)]} \quad (2.20)$$

Or dans notre cas on prend

$$\varepsilon = 22; \lambda_p = 1,6; \rho = 1,5; k = 1,4$$

AN :

$$R_{th} = 1 - \frac{1,6 \cdot 1,5^{1,4} - 1}{22^{0,4} [1,6 - 1 + 1,4 \cdot 1,6 (1,5 - 1)]} = 0,69$$

Finalement $R_{th} = 0,69$

On va calculer alors la pression moyenne indiquée du cycle théorique

Cette pression se calcule à partir de la formule suivante



$$p_i' = \frac{P_a * \epsilon^k}{(k-1)(\epsilon-1)} \left[\lambda_p - 1 + k * \lambda_p (\rho - 1) \right] R_{th} \quad (2.21)$$

Où p_a : pression en fin d'admission qui est donnée par la formule suivante :

$$p_a = p_{atm} - \Delta p_a \quad (2.22)$$

Avec $\Delta p_a = (0.02 \text{ à } 0.1) \cdot p_{atm}$ qui est la perte de pression à l'admission.

D'où on prend $\Delta p_a = 0.04 * p_{atm} = 4.10^{-3} [MPa]$

$p_a = 0,096 [MPa]$ D'où

$$p_i' = \frac{0,096 \cdot 22^{1,4}}{(1,4-1)(22-1)} \left[1,6 - 1 + 1,4 \cdot 1,6(1,5-1) \right] 0,69 = 0,96 MPa$$

D'où la valeur de la pression moyenne indiquée du cycle théorique du moteur est

$$p_i' = 0,96 [MPa]$$

3-4-1-2-Calcul de la pression moyenne indiquée

On sait que cette pression est donnée par la formule expérimentale suivante

$$p_i = K * p_i' [MPa] \quad (2.23)$$

Avec $K = (0,92 \div 0,95)$ le coefficient donnant la densité du diagramme. Dans notre cas on prend $K=0,95$

AN :

$$p_i = 0,94 \cdot 0,96 = 0,90 [MPa]$$

$$p_i = 0,90 [MPa]$$

3-4-2-Puissances

3-4-2-1-Calcul de la puissance effective

La valeur de la puissance effective de ce moteur est donnée par le constructeur qui est égale à $P_e = 5,88 [kW]$

3-4-2-2-Calcul de la puissance indiquée

La puissance indiquée est la puissance totale développée dans les cylindres et résultant de la pression des gaz sur les pistons .Elle a pour expression

$$P_i = p_i \frac{V_h N \cdot i}{30 \cdot \tau} \quad (2.24)$$

Où p_i : pression moyenne indiquée $p_i = 0,90 [MPa]$

V_h : Cylindrée unitaire = $452,38 [cm^3]$

N : Régime du moteur = $2200 [tr / mn]$



Deuxième Partie

i : nombre de cylindres = 1 dans notre cas

τ : Temps du moteur = 4 temps

AN :

$$P_i = 0,90 \frac{452,38.2200.1}{30.4} = 7,46 [kW]$$

$$P_i = 7,46 [kW]$$

3-4-2-3-Calcul de la Puissance mécanique

Cette puissance est donnée par la formule expérimentale suivante :

$$P_m = (1 - R_m) P_i \quad (2.25)$$

Avec $R_m = \frac{P_e}{P_i}$: Rendement mécanique qui est égale à $R_m = \frac{5,88}{7,46} = 0,78$

P_e : Puissance effective

P_i : Puissance indiquée

$$R_m = 0,78$$

AN :

$$P_m = (1 - 0,78).7,46 = 1,58 [kW] \Rightarrow P_m = 1,58 [kW]$$

3-4-2-4-Courbe de la puissance effective

La courbe caractéristique de la puissance effective s'obtient à partir de la formule suivante:

$$P_e = P_{e\max} \frac{N}{N_p} \left[0,6 + 1,4 \frac{N}{N_p} - \left(\frac{N}{N_p} \right)^2 \right] \quad (2.26)$$

Avec $P_{e\max} = P_e (N = N_p) = 5,88 [kW]$

Et le régime de vitesse de rotation correspondant à la puissance $P_{e\max}$ s'écrit par $N_p = 2200 [tr / mn]$

D'où l'application numérique: $P_e = N \frac{5,88}{2200} \left[0,6 + 1,4 \frac{N}{2200} - \left(\frac{N}{2200} \right)^2 \right]$

Tableau 7-Valeur de la puissance effective pour le moteur diesel

$N [tr / mn]$	500	890	1000	1500	1540	2200
$P_{e\max} [kW]$	1,158	2,385	2,7520	4,3686	4,4864	5,88

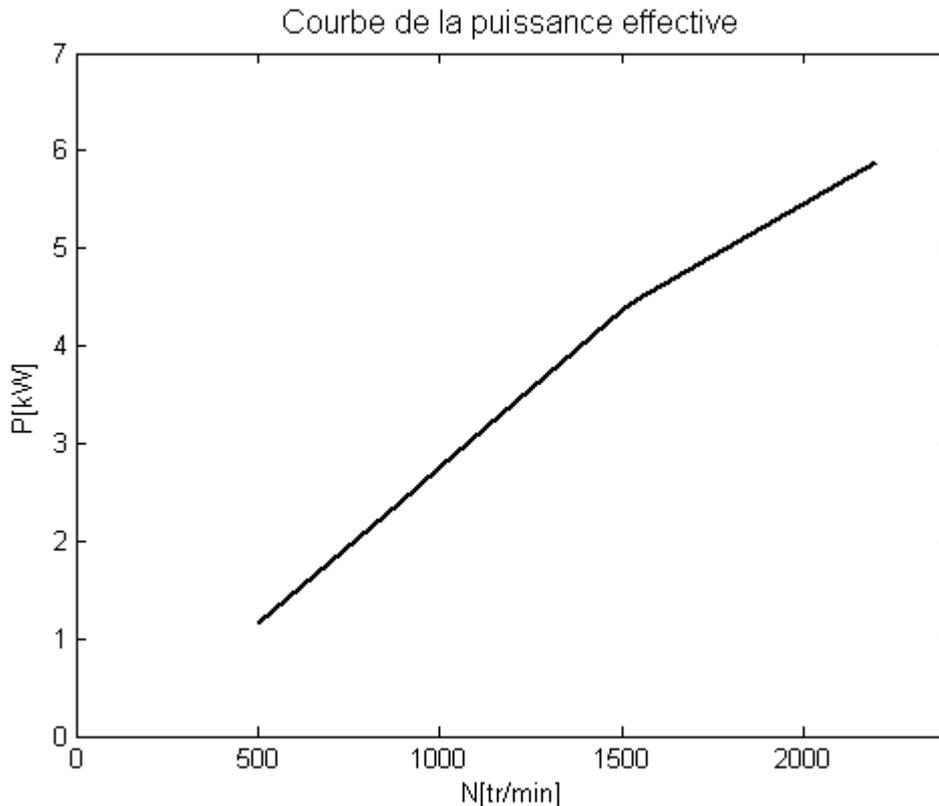


Figure 17-Courbe de puissance effective

3-4-3-Rendements

3-4-3-1-Calcul du rendement thermique théorique

D'après le calcul fait au paragraphe 3-4-1-1 on trouve $R_{th} = 0,69$

3-4-3-2-Calcul du rendement thermique indiqué

Ce rendement est donné par la formule suivante :

$$R_i = R_{th} \cdot R_{rel} \quad (2.27)$$

Avec $R_{th} = 0,69$

R_{rel} : Rendement relatif = 0,75, valeur choisie comprise entre 0,6 et 0,9

AN :

$$R_i = 0,69 \cdot 0,75 = 0,51 \Rightarrow R_i = 0,51$$

3-4-3-3-Calcul du rendement mécanique

Le calcul fait au paragraphe 3-4-2-3 du chapitre 3 de la puissance mécanique qui donne la valeur

de rendement mécanique R_m du moteur Diesel. On aura: $R_m = 0,78$



Deuxième Partie

3-4-3-4-Calcul du rendement effectif

Ce rendement est donné par la formule expérimentale suivante

$$R_e = R_i \cdot R_m \quad (2.28)$$

Avec $R_m = 0,72$
 $R_i = 0,517$

AN :

$$R_e = 0,72 \cdot 0,517 = 0,39 \Rightarrow R_e = 0,39$$

3-4-4-Consommations

3-4-4-1-Calcul de la consommation spécifique indiquée

La consommation spécifique indiquée est le poids en gramme du combustible consommé par kilowattheure. Elle est donnée par la formule expérimentale suivante :

$$C_{Si} = \frac{3600}{I \cdot R_i} 10^3 \quad (2.29)$$

Où I: Pouvoir calorifique du gas-oil = $42500 [kJ / kg]$

R_i : Rendement indiqué

AN :

$$C_{Si} = \frac{3600}{42500 \cdot 0,517} 10^3 = 163,84 [g / kWh]$$

D'où $C_{Si} = 163,84 [g / kWh]$

3-4-4-2-Consommation spécifique effective

Cette consommation peut se calculer par la formule expérimentale suivante:

$$C_{Se} = \frac{3600}{I \cdot R_e} 10^3 \quad (2.30)$$

Où I = $42.500 \frac{kJ}{kg}$: pouvoir calorifique

R_e : Rendement effectif

$$C_{Se} = \frac{3600}{42500 \cdot 0,39} 10^3 = 217,19 [g / kWh]$$

D'où $C_{Se} = 217,19 [g / kWh]$

3-4-4-3-Courbe de consommation spécifique

Ce moteur Diesel a d'un tracé de la courbe de consommation spécifique C_s à l'aide de la formule expérimentale:



$$C_s = C_{sp} \left[1,2 - 1,2 \left(\frac{N}{N_p} \right) + \left(\frac{N}{N_p} \right)^2 \right] \quad (2.31)$$

Avec $C_{se} = C_s(N = N_p) = 217,19 [g / kWh]$ Et $N_p = 2200tr / mn$ (un régime du moteur quand la puissance est maximale).

Après calcul des quelques valeurs de $C_s = f(N)$, on dresse la courbe de la consommation spécifique C_s de ce moteur à partir de tableau ci-après.

$N [tr / mn]$	500	1000	1500	2200
$C_s [g / kWh]$	212,64	187,10	183,99	217,19

Tableau 8-Valeurs de la consommation spécifique

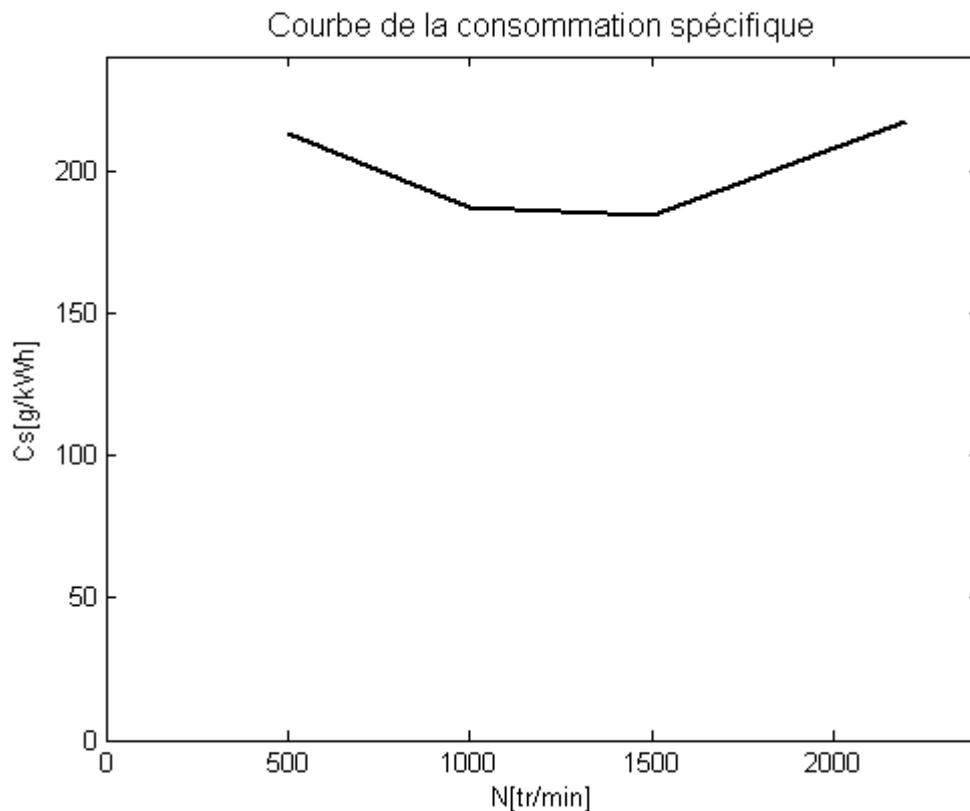


Figure 18-Courbe de la consommation spécifique

3-4-5-Couples

3-4-5-1-Calcul du couple nominal du moteur

C'est la valeur correspondant au régime quand le moteur atteint sa puissance maximale. Il est donné par la formule expérimentale suivante :



$$C_n = 9550 \frac{P_e}{N} \quad (2.32)$$

Avec P_e : Puissance effective = 5,88[kW]
 N : Régime du moteur = 2200[tr/mn]

AN :

$$C_n = 9550 \frac{5,88}{2200} = 25,52 [N.m]$$

D'où $C_n = 25,52 [N.m]$

3-4-5-2-Calcul du couple moteur

Ce couple s'obtient à partir de la formule de la puissance effective P_e exprimée par :

$$P_e = \frac{C_m \cdot N}{716} \quad (2.33)$$

L'expression du couple moteur devient: $C_m = \frac{716 \cdot P_e}{N}$ (2.34)

Où $N = N_p = 2200 [tr / mn]$ et $P_e = 5.88 [kW] = 8 [ch]$

D'où la valeur du couple moteur est: $C_m = 716 \frac{8}{2200} = 2,6 [kg.m]$

$$C_m = 2,6 [kg.m]$$

3-4-5-3-Courbe couple moteur

A l'aide de l'expression de la formule suivante, nous permettons de tracer le diagramme caractéristique du couple C de ce moteur:

$$C = 9.550 * \frac{P_e}{N} \quad \text{Avec } C=f(P_e, N) \quad (2.35)$$

Tableau n°4: Valeurs du couple pour les quatre régimes du moteur Diesel

Tableau 9-Valeurs du couple

$N [tr / mn]$	500	1000	1500	2200
$C_n [N.m]$	22,1178	26,2816	27,8100	25,52

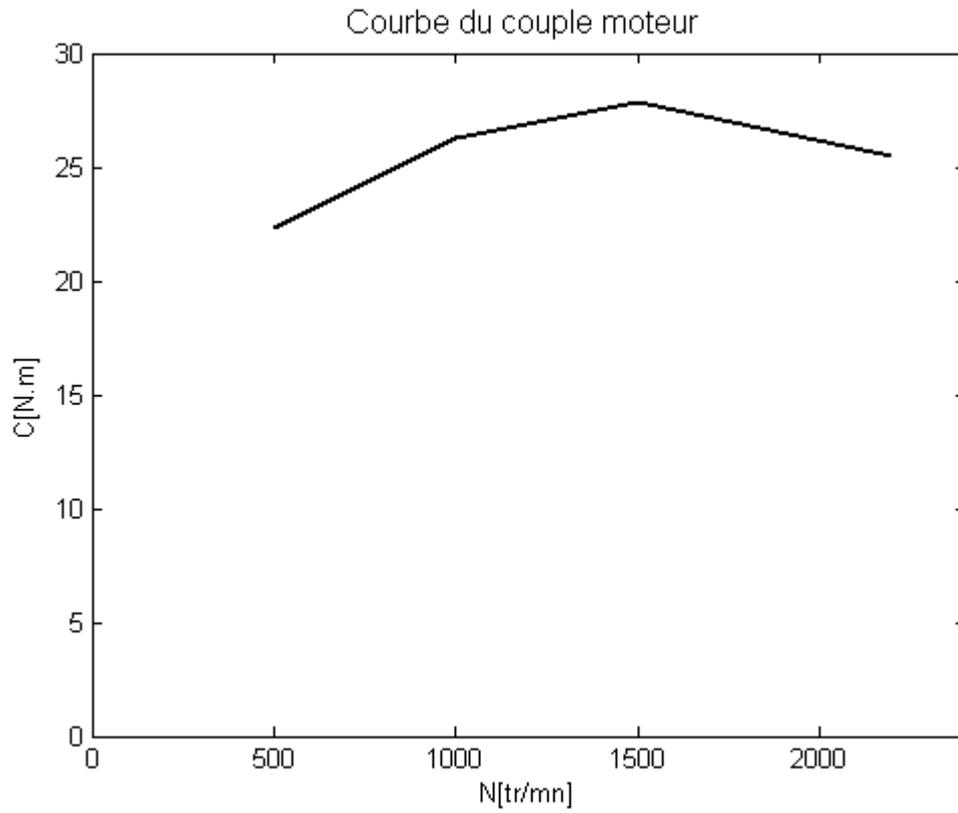


Figure 19-Courbe du couple moteur



Troisième Partie: ETUDE COMPARATIVE



FONCTIONNEMENT D'UN MOTEUR DIESEL ALIMENTÉ À L'HUILE DE JATROPHA

1-1-Paramètres caractéristiques de l'huile de Jatropha utilisée

Voici quelques définitions qu'il ne faut pas confondre :

- Huile brute : huile extraite des graines et filtrée. L'extraction par la presse à vis ou au solvant.
- Huile brute dégommée : huile brute dans laquelle a été éliminée une bonne partie de sa gomme. Une petite quantité d'eau est mélangée à l'huile pour hydrater les gommes, qui par la suite sont enlevées par centrifugation.
- Huile raffinée, premier degré : huile traitée par une substance alcaline (hydroxyde de sodium par exemple) pour en éliminer les acides gras libres.

On a utilisé de l'huile brute et de l'huile raffinée pendant les essais, à titre d'illustration nous allons voir la méthode d'obtention de ces huiles et ces paramètres caractéristiques.

1-1-1-Méthode d'obtention

Huile brute :

L'huile est obtenue avec un procédé d'extraction simplifiée.

- Concassage
- Broyage
- Cuisson
- Pressage

Huile raffinée :

Le raffinage de l'huile a pour but de réduire au minimum le taux d'acide gras contenu dans l'huile en vue d'obtenir une viscosité assez proche de celle du gazole.

Le raffinage passe par les opérations de dégommage, raffinage à alcali en neutralisation, hydrogénation, fractionnement en désodorisation :



- **dégommage :**

Le dégomme élimine les impuretés solubles et non solubles qui donnent à l'huile une saveur et un parfum désagréable. Cette opération a lieu dans des cuves chauffantes où l'huile est mélangée avec de l'eau et du sel. Les impuretés sont précipitées dans une couche aqueuse rejetée par la suite.

- **Raffinage à l'alcali :**

Le raffinage à l'alcali a pour objet d'éliminer les acides gras libres nocifs qui en s'oxydant peuvent entraîner le rancissement. Les acides gras sont combinés à un alcali (soude) pour donner une solution éliminée par la suite. Cette opération produit également une légère décoloration de l'huile.

- **Hydrogénation :**

L'hydrogénation consiste à introduire de l'hydrogène afin de rendre l'huile moins liquide et plus stable chimiquement parlant.

- **Désodorisation :**

La désodorisation se fait par distillation à la vapeur sous vide. Cette opération produit également une décoloration de l'huile.

1-1-2-Composition chimique :

Pic n°	Acide Gras	Symbole	Lot JCD	Lot JCND
1	Acide palmitique	16 : 0	13,95	13,73
2	Acide palmitoléique	16 : 1 ω 7	0,88	0,91
3	Acide stéarique	18 : 0	5,85	6,03
4	Acide oléique	18 : 1 ω 9	37,18	37,97
5	Acide linoléique	18 : 2 ω 6	41,48	39,12

Tableau 10-Composition chimique de l'huile utilisé

JCD : Huile de Jatropha Curcas Décantée, JCND : Huile de Jatropha Curcas Non Décantée

1-1-3-Propriété chimique:

Propriété	Lot JCD	Lot JCND
Indice de saponification	194	197
Indice d'acide	4,2	6,7
Correspondant à une acidité oléique	0,42	67
Indice d'iode	100	103
Indice de réfraction	1,4711	1,4709
Indice d'ester (calcul)	190	190

Tableau 11-Propriété chimique de l'huile utilisé



1-1-4-Propriété physique:

Avec l'indice d'iode (sz), l'indice de saponification (vz) et la composition des acides gras, on peut déterminer deux paramètres physiques importants : le pouvoir calorifique (Ho) et la viscosité.

Selon STERN le pouvoir calorifique (Ho) se calcule selon la formule suivante :

$$Ho = 47645 - 4,1868sz - 38,31vz \text{ [kJ/kg]} \tag{3.1}$$

A partir de cette formule, on voit que plus sz et vz sont élevés, plus le pouvoir calorifique (Ho) est petit. Il faut noter que l'indice de saponification (vz) a une plus grande influence.

Ainsi, à partir du tableau ci-dessus on peut calculer celui de jatropha :

$$Ho = 47645 - 4,1868.103 - 38,31.197 = 39667 \text{ [kJ/kg]} \text{ Pour l'huile brute et}$$

$$Ho = 47645 - 4,1868.98 - 38,31.192 = 39879 \text{ [kJ/kg]} \text{ Pour l'huile raffinée.}$$

Pour l'indice de cétane la façon la plus rapide pour déterminer est l'utilisation de l'équation de Klopfenstein. Qui peut s'obtenir également à partir des indices d'iode et de saponification d'huile déterminé expérimentalement :

$$I_{\text{cétane}} = 58,1 + 2,8 \frac{(n - 8)}{2} - 15,9N \tag{3.2}$$

$$I_{\text{cétane}} = 46,3 + \frac{5458}{x} - 0,225y \tag{3.3}$$

N=nombre de doubles liaisons

x=indice de saponification

y=indice d'iode

Calcul de l'indice de cétane de l'huile décantée et non décantée

$$\text{Huile brute: } I_{\text{cétane}} = 46,3 + (5458/197) - 0,225.103 = 50,83$$

$$\text{Huile raffinée: } I_{\text{cétane}} \approx 52$$

On obtient la viscosité de l'huile à l'aide d'un viscosimètre et on a relevé les résultats suivants :



Huile brute				Huile raffinée			
Orifice[mm]	T [°C]	Temps[s]	V [mm ² /s]	Orifice[mm]	T [°C]	Temps[s]	V [mm ² /s]
2,5	25	102	57,5	3	25	36	43
2,5	30	84	47	3	30	30,99	34
2,5	35	70	38,5	3	35	27,5	30
2,5	40	59	32	3	40	25,9	27,5
2,5	50	59	26	2,5	50	17,5	17,5
2,5	60	35	17,5	2,5	60	14,5	14,5

Tableau 12-Viscosité de l'huile brute et de l'huile raffinée

Propriété	Huile brute	Huile raffinée
Densité à 20°C [g/cm ³]	0,9167	0,9172
Pouvoir calorifique inférieur (PCI) [MJ/kg]	39,66	39,87
Point de solidification	2°C	2°C
Point d'inflammabilité	110	110
Indice de cétane	50,83	52
Viscosité à 25°C [mm ² /s]	57,5	43

Tableau 13-Propriété physique de l'huile utilisé

1-2-Calcul des paramètres thermodynamiques pour le moteur à l'huile de jatropha

Etat (0)

Supposons toujours que la chaleur massique de l'air et le gaz parfait soient constants et on raisonne sur une masse de fluide de 1kg.

La pression atmosphérique est de 0,1MPa; la température ambiante est égale à 25°C soit 298 °K.

La cylindrée unitaire globale V_h et le volume de la chambre de combustion V_c du moteur est le même que celui du moteur alimenté au gazole:

- Cylindrée unitaire $V_h=452,38$ [cm³]
- Rapport volumétrique $\varepsilon =22$
- Chambre de combustion $V_c=21,54$ [cm³]

Donc le paramètre au point "0" du diagramme théorique est:

$$P_0 = 0,1 [MPa]; V_0 = 21,54 [cm^3]; T_0 = 298 [^\circ K]$$

Etat (1)

La pression au début de compression est donnée par la formule $P_1 = (P_{am} - \Delta P_1)$ (3.4)



Troisième Partie

avec: $\Delta P_1 = (0,04 \div 0,18)P_{atm}$; où ΔP_1 c'est la perte de pression à l'admission

$$P_1 = 1 - 0,04 = 0,96 [MPa]$$

$$V_1 = V_h + V_c \quad (3.5)$$

$$V_1 = 21,54 + 452,38 = 473,92 [cm^3]$$

D'où, les valeurs de paramètres au point 1 sont :

$$P_1 = 0,96 [MPa]; V_1 = 473,92 [cm^3]; T_1 = 298 [^\circ K]$$

Etat (2)

1 \rightarrow 2 : Compression adiabatique

On peut écrire donc: $P_1 V_1^k = P_2 V_2^k$; avec k exposant adiabatique ($k = 1,36 \div 1,42$) pour les moteurs diesels et on prendra ces même valeurs pour celui de l'huile de Jatropha.

$$\Rightarrow P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k \quad \text{Or} \quad \frac{V_1}{V_2} = \varepsilon \Rightarrow T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} \quad (3.6)$$

AN :

$$P_2 = 0,96 \cdot 22^{1,4} = 7,2721 [Mpa]$$

$$V_2 = \frac{473,92}{22} = 21,54 [cm^3]$$

$$T_2 = 298(22)^{0,4} = 1026,09 [^\circ K]$$

$$P_2 = 7,27 [MPa]; V_2 = 21,54 [cm^3]; T_2 = 1026,09 [^\circ K]$$

Etat (3)

2 \rightarrow 3 : Transformation isochore

L'équation des gaz parfaits s'écrit :

$$PV = RT \quad \text{Et le taux de dilatation de pression sera } \lambda_p = \frac{P_3}{P_2} \Rightarrow P_3 = P_2 \lambda_p \quad \text{et} \quad T_3 = T_2 \lambda_p \quad (3.7)$$

$$\text{On peut obtenir } \lambda_p \text{ pour l'huile de Jatropha avec la formule : } \lambda_p = 1 + \frac{m'I}{mC_V T_2} \quad (3.8)$$

Dans ce formule : -m : masse du mélange

-m' : masse du combustible qui pourra brûler l'air stochiométrique

-I : pouvoir calorifique

-C_V: Chaleur massique à volume constant.

D'après CIRAD (institut français de recherche agronomique au service du développement des pays du sud) 1 kg d'huile végétale nécessite 14,5kg d'air pour obtenir une combustion complète.

En considérant cette hypothèse on a $\tau = \frac{m}{m'} = \frac{1}{2,45} = 0,4$ le taux d'utilisation d'air.

D'après la propriété de l'huile qu'on utilise on trouve $\lambda_p = 1,35$



AN :

$$P_3 = 1,35.7,2721 = 9,82 [Mpa]$$

$$T_3 = 1,35.1026,09 = 1385,22 [^{\circ}K]$$

$$V_3 = 21,54 [cm^3]$$

Au point 3, les paramètres respectifs sont :

$$P_3 = 9,82 [Mpa]; V_3 = 21,54 [cm^3] T_3 = 1385,22 [^{\circ}K]$$

Etat (4)

3 → 4 : Transformation isobare

$$P_4 = P_3 = 9,82 [Mpa]$$

Le rapport volumétrique de pleine pression ou le taux de dilatation de volume à la fin de compression et au début de la combustion est $\rho = 1,5$.

$$V_4 = \rho V_3 \quad (3.9)$$

$$T_4 = \rho T_3 \quad (3.10)$$

AN :

$$P_4 = P_3 = 9,82 [Mpa];$$

$$T_4 = 1,5.1385 = 2077,83 [^{\circ}K]$$

$$V_4 = 1,5.21,54 = 32,31 [cm^3]$$

D'où au point 4, les valeurs des paramètres respectives sont :

$$P_4 = 9,82 [Mpa]; V_4 = 32,31 [cm^3] T_4 = 2077,83 [^{\circ}K]$$

Etat (5)

4 → 5 : Transformation adiabatique

Durant la détente, les échanges de chaleur représentent de quelque pourcent par rapport à l'énergie calorifique contenue dans les gaz, ce qui motive un coefficient adiabatique de l'ordre de 1,25. D'où:

$$P_4 V_4^k = P_5 V_5^k \Rightarrow P_5 = P_4 \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^k, \text{ avec } V_5 = V_1 = 473,92 [cm^3] \quad (3.12)$$

AN :

$$P_5 = 9,82 \left(\frac{32,31}{473,92} \right)^{1,25} = 0,34 [Mpa] \text{ et } T_4 V_4^{k-1} = T_5 V_5^{k-1} \Rightarrow T_5 = T_4 \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^{k-1} \quad (3.13)$$

$$T_5 = 2077,83 \left(\frac{32,31}{473,92} \right)^{0,25} = 1061,74 [^{\circ}K]$$



D'où au point 5, les valeurs des paramètres respectives sont :

$$P_5 = 0,34 [Mpa]; V_5 = 473,92 [cm^3]; T_5 = 1061,74 [^{\circ}K]$$

Valeurs récapitulatives des paramètres thermodynamique pour l'huile brute

Points	1	2	3	4	5
Température [K]	298	1026,09	1385,22	2077,83	1061,74
Pression [MPa]	0,096	7,27	9,82	9,82	0,34
Volume [cm ³]	473,92	21,54	21,54	32,31	473,92

Tableau 14-Paramètres thermodynamique pour le moteur à huile de Jatropha Curcas brute

Valeurs récapitulatives des paramètres thermodynamique pour l'huile raffinée

Pour l'huile raffinée $\lambda_p = 1,44$.

Points	1	2	3	4	5
Température [K]	298	1026,09	1447,6	2171,4	1019,6
Pression [MPa]	0,096	7,27	10,47	10,47	0,36
Volume [cm ³]	473,92	21,54	21,54	32,31	473,92

Tableau 15- Paramètres thermodynamique pour le moteur à huile de Jatropha Curcas raffinée

1-3-Courbe du cycle réel du moteur à huile de jatropha

On utilise toujours la méthode graphique de "Brisse" pour tracer ce diagramme.

Avec $S=90$ [mm], $AB=180$ [mm], $OA=8,56$ [mm], $b=4,28$ [mm], $O'O'_1=5,95$ [mm].

Huile brute :

$P_1=0,096$ [MPa]=1,92 [mm]; $P_2= 7,27$ [MPa]=145,4 [mm]; $P_3=9,82$ [MPa]=196,4 [mm];

$P_4= P_3=196,4$ [mm]; $P_5=0,34$ [MPa]=6,8 [mm]; $\beta_1 = 25^{\circ}$; $\beta_2 = 22^{\circ}$; $\theta_0 = 10,2^{\circ} C$

Huile raffinée :

$P_1=0,096$ [MPa]=1,92 [mm]; $P_2= 7,27$ [MPa]=145,4 [mm]; $P_3=10,47$ [MPa]=209,4 [mm];

$P_4= P_3=209,4$ [mm]; $P_5=0,36$ [MPa]=7,2 [mm]; $\beta_1 = 25^{\circ}$; $\beta_2 = 22^{\circ}$; $\theta_0 = 12,63^{\circ} C$

Tracé du diagramme de fonctionnement (voir annexe).



COMPARAISON DU MOTEUR DIESEL AVEC LE MOTEUR A L'HUILE DE JATROPHA

2-1-Etude comparative sur les propriétés physico-chimiques des deux carburants

Dans la deuxième partie, nous avons vu les différentes propriétés du gazole et celles du jatropa. Passons à présent sur l'étude comparative de ces propriétés.

▪ Pouvoir calorifique

L'huile de jatropa possède un pouvoir calorifique inférieur (PCI) massique approximativement 39.667 kJ/kg (le gazole est à 42.500 kJ/kg) et un PCI volumique d'environ 36.400 kJ/dm³ (le diesel se trouve à 36.000 kJ/dm³). Le pouvoir calorifique spécifique supérieur et le pouvoir calorifique spécifique inférieur sont des grandeurs pour caractériser le contenu énergétique des combustibles.

▪ Densité

La masse volumique à 15°C de l'huile de jatropa se trouve entre 910-920 kg/m³, tandis que le gazole est à 820-845 kg/m³.

▪ L'indice de cétane

L'indice de cétane (calculé) de l'huile de jatropa brute est de 50,83 et celle de l'huile raffinée est de 51,93; en comparaison avec le gazole qui requiert un minimum de 51. Cet indice de cétane caractérise la facilité d'inflammation des carburants sous des conditions définies dans un moteur diesel; vue qu'ils sont de même ordre de grandeur pour les deux carburants donc pas de problème de ce côté là.

▪ Viscosité

La viscosité de l'huile de jatropa se situe à 43 mm²/s (à 25°C, normalisé) pour l'huile raffinée et 57,5 mm²/s pour l'huile brute ; et la norme gazole préconise un intervalle de 2,00 à 4,50 mm²/s. Cette forte viscosité de l'huile pose un problème pour le démarrage à froid par exemple.

▪ Point d'éclair



Le point d'éclair du gazole est 55 °C alors qu'il se situe entre 110 à 240°C pour l'huile. Ce point d'éclair élevé de l'huile de jatropha permet d'assurer qu'elle possède des bonnes caractéristiques de stockage comparativement au gazole. Ce qui permet de conclure que son stockage et son transport sont sécuritaires.

▪ **Teneur en soufre**

La teneur en soufre de l'huile de jatropha est de 0,13% alors que pour le gazole elle est située entre 1,0-1,2.

▪ **Teneur en cendres**

La teneur en cendres de l'huile de jatropha est inférieure à 0,001%, qui sont toutefois nettement moindre que le maximum autorisé du diesel se situant à 0,01%.

▪ **Teneur en eau**

La teneur en eau de l'huile de jatropha est limitée à 500 mg/kg. Le diesel accepte un maximum de 200 mg/kg.

▪ **Résidu de carbone**

Le résidu de carbone a été chiffré à 0,64% pour l'huile de jatropha et un maximum de 0,30% pour le gazole.

Ceci était une première approche comparative entre l'huile de jatropha et le diesel.

2-2- Etude comparative sur les paramètres thermodynamiques

Comparaison aux différentes étapes du cycle des deux moteurs :

1^{er} temps

Pour l'admission, les trois moteurs ont les mêmes grandeurs en pression, température et volume.

2^{ème} temps:

Pour la compression on trouve les mêmes grandeurs aussi.

3^{ème} temps

Lors de la combustion et détente on trouve une différence de 256,52[°K] sur la température et de 1,81[MPa] au niveau de la pression pour l'huile brute comparé au gazole ; pour l'huile raffinée elle est de 194,14[°K] et 1,16[MPa]. Cette différence est due aux inégalités des viscosités et des pouvoir calorifique des 3 carburants.



4^{ème} temps

Pour l'échappement on voit que la chute de pression pour le moteur à l'huile de Jatropha est un peu moindre par rapport à celui du gazole ; de même pour la température.

Diagrammes des cycles respectifs.

Carburants	Points	P [MPa]	V [cm ³]	T [K]
Gazole	1	0,096	473,92	298
	2	7,27	21,54	1026,08
	3	11,63	21,54	1641,74
	4	11,63	32,31	2462,61
	5	0,40	473,92	1258,35
Huile Brute	1	0,096	473,92	298
	2	7,27	21,54	1026,09
	3	9,82	21,54	1385,22
	4	9,82	32,31	2077,83
	5	0,34	473,92	1061,74
Huile Raffinée	1	0,096	473,92	298
	2	7,27	21,54	1026,09
	3	10,47	21,54	1447,6
	4	10,47	32,31	2171,4
	5	0,36	473,92	1109,4

Tableau 16-Paramètres aux sommets des trois cycles

2-3-Etude comparative au niveau des courbes caractéristiques et au niveau des pièces mécaniques des deux moteurs

Nous allons

maintenant étayer notre étude scientifique personnelle qui corrobore les résultats obtenus lors des essais qu'on a effectués, et quelques essais établis par d'autres auteurs.

2-3-1-Aperçu de différents essais

Il s'agit tout particulièrement de deux essais effectués avec le moteur SHUHE L180 et de quelques essais qui pourront être utiles à notre étude.

Analysons ces résultats un à un, en commençant par l'essai avec le moteur SHUHE L180 puis les autres moteurs.

2-3-1-1-Moteur SHUHE L180

Le SHUHE L180 est un moteur monocylindre de puissance nominale 8 ch; les autres caractéristiques de ce moteur sont déjà illustrées dans la deuxième partie.

Le choix est porté sur ce moteur puisqu'il est bien utilisé à Madagascar sous différentes réalisations (mono ou bicylindre, gamme de puissance jusqu'à 70 ch, démarrage manuel ou électrique...) et équipe différentes installations : groupe électrogène, motopompe, broyeur,



décortiqueur à paddy, tracteur...). En plus l'injecteur peut être réglé ou taré en cours de marche, et c'est un avantage pour ce type de machine.

La photo suivante montre l'injecteur en phase de tarage en marche.



Photo 2-Injecteur du moteur SHUHE L180 : réglage de l'injecteur du moteur lors du fonctionnement; la manche du tournevis est en vert. : la rotation imprimée à la vis agit sur la force du ressort de l'injecteur, et varie ainsi la pression d'injection.

Premièrement nous allons voir le comportement de ce moteur lorsqu'il est accouplé à un alternateur puis lorsqu'il est accouplé avec un broyeur.

a)-Moteur accouplé avec un alternateur.

a1)-Schéma d'installation et conduite de l'essai.

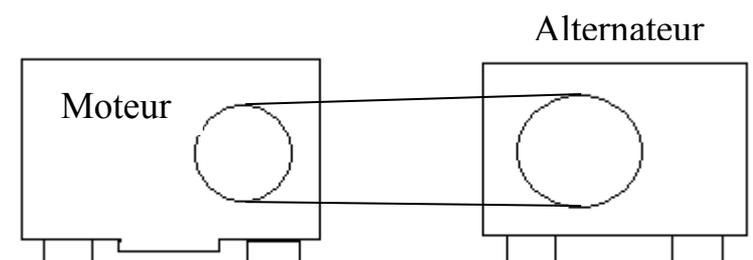


Figure 20-Moteur entraînant alternateur

Par le biais d'une courroie, le moteur communique à la poulie de l'alternateur son mouvement de rotation; l'alternateur à son tour fournit du courant électrique qui va alimenter les charges c'est-à-dire les résistances chauffantes.

Données concernant l'alternateur:

SANTO A.C.SYNCHRONOUS GENERATOR



TYPE ST-5	N°510885	
P 5 kW	cos ϕ 1,0	
220 V	Excit.Volt. 49V	
22,8 A	Excit.curr. 26A	
50 [Hz]	Ins.cl.B IP 21	
1500 [tr / mn]	RAT.S1	1 phase
STANDARD JB/T33202-2000		

Tableau 17- Caractéristique de l'alternateur

Pour mesurer la consommation nous avons adapté un système d'alimentation approprié (une éprouvette).

Les appareils de mesure utilisés sont : tachymètre, thermomètre, voltmètre de l'alternateur et un wattmètre.

On constate lors de l'utilisation de l'huile brute que le moteur n'arrive pas à démarrer. Il est nécessaire de chauffer l'huile à 40°C environ avant de l'utiliser ou de démarrer le moteur avec du gazole et d'ajouter l'huile quand le moteur est encore chaud.

Lors de l'utilisation de l'huile raffinée le démarrage ne nécessite pas des opérations au préalable mais le moteur n'atteint son régime que quelques minutes après. Lorsque le moteur est encore chaud on ne rencontre pas cet incident.

Au cours des essais il arrive que le moteur s'arrête subitement ; après redémarrage, le moteur tourne mais faiblement et finalement s'arrête pour de bon.

Après cet arrêt il est nécessaire de purger le moteur pour éliminer l'air dans le réservoir, mais quelque fois ça ne suffit pas pour redémarrer le moteur.

Le démontage du système d'alimentation (injecteur, pompe) a permis de déceler des débris de caoutchouc dans l'injecteur, ce qui a bloqué la circulation de combustible. En effet, l'huile brute réagit avec le caoutchouc et ce sont des parties de conduites qui sont emmenées jusqu'à la pompe et l'injecteur. Il a donc fallu changer le conduit en tube métallique.

Les résultats de notre essai est disponible dans les paragraphes qui suivent.

a2)-Rendement thermique

La comparaison entre l'huile de jatropha et le gazole peut se faire en se basant sur l'efficacité thermique qui est une mesure de la capacité d'un moteur à transformer l'énergie d'un carburant en travail utile.

En fixant le régime du moteur à 1740 et 1500 [tr/mn]; nous avons branché les résistances chauffantes une à une en commençant par la 1000[W], et en plongeant celle-ci dans un



réservoir d'eau de 3[l] et on entend jusqu'à ce que la température de l'eau atteigne 90[°C]. A l'aide d'un chronomètre on a mesuré le temps écoulé. En utilisant cette même procédure mais en augmentant les charges de l'alternateur de 2000[W], 3000[W] puis 4000[W] et en dernier lieu 5000[W] qui est la charge maximale que l'alternateur peut supporter, on a obtenu les résultats suivants :

Les données se retrouvent sur ces figures et tableaux ci-dessous :

Charges [W]	1000	2000	3000	4000	5000
Gazole T [s]	1003	348	174	361	897
Huile brute T [s]	996	456	307	276	277
Huile raffinée T [s]	1408	496	229	233	293

Tableau 18-Résultat de l'essai pour le rendement thermique à 1740 [tr/mn]

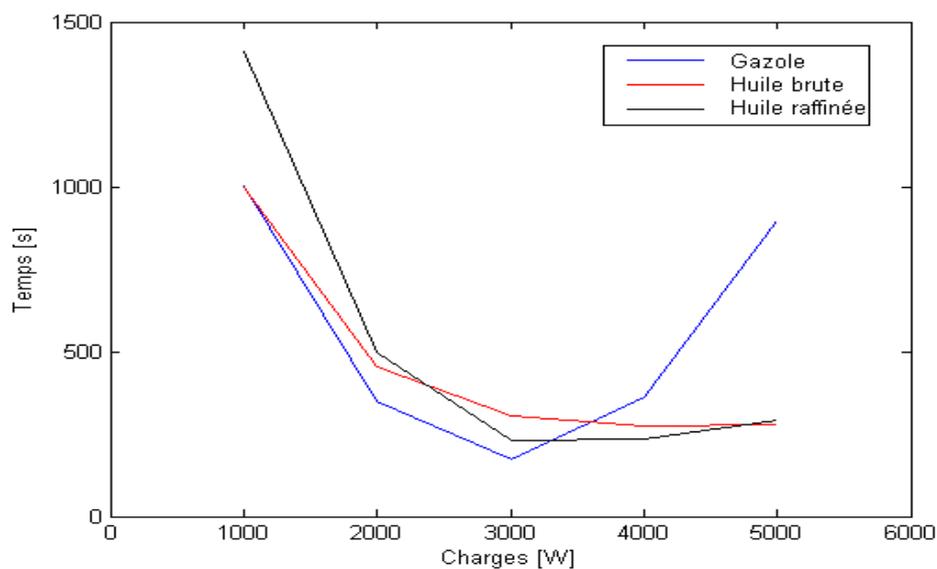


Figure 21-Courbe de rendement thermique 1740 [tr/mn]

Charges [W]	1000	2000	3000	4000	5000
Gazole T [s]	1003	338	184	358	887
Huile brute T [s]	2110	580	415	380	301
Huile raffinée T [s]	1392	580	392	311	306

Tableau 19-Résultat de l'essai pour le rendement thermique à 1500[tr/mn]

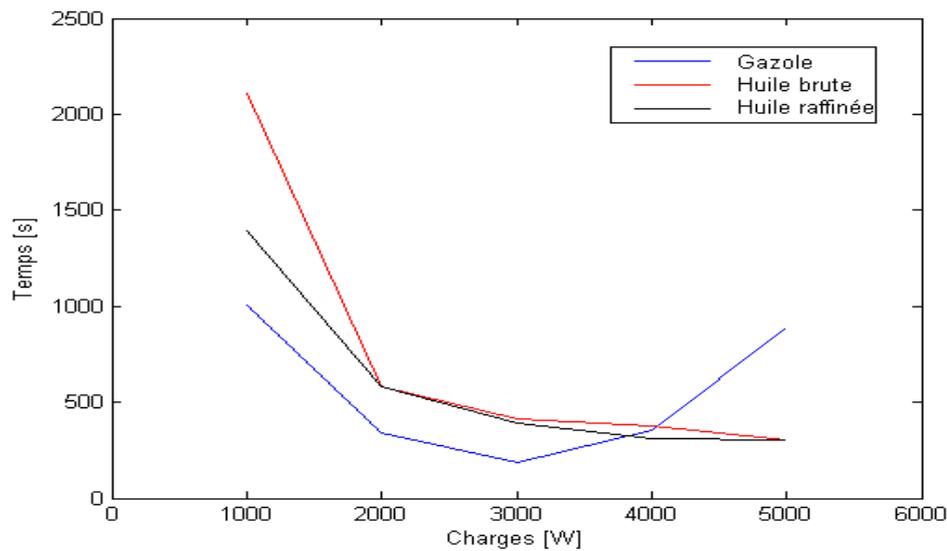


Figure 22- Courbe de rendement thermique 1500 [tr/mn]

Interprétation :

Compte tenu de ce résultat, cette huile développe d'autant moins de travail moteur que le gazole sur les trois premiers charges, c'est-à-dire de 1000 [W] jusqu'à 3000 [W] pour le régime 1740 [tr/mn] et jusqu'à 4000 [W] pour celui de 1500 [tr/mn]. C'est au de-là de 3000 [W] et 4000 [W] que l'huile de Jatropha prend le dessus de même pour l'huile raffinée.

Conclusion :

Le rendement thermique du moteur fonctionnant à l'huile de Jatropha brute et raffinée donne presque la totalité des résultats que le moteur fonctionnant au gazole.

a3)-Consommation

Rappelons que nous accouplons le moteur avec un alternateur ; lors de cet essai nous n'avons mis que les charges de 1000 [W] et de 3000 [W].

Nous avons pu établir les résultats suivants:



Charge 1000 [W]								
Gazole			Huile brute			Huile raffinée		
N [tr/mn]	Cs [ml]	T [mn]	N [tr/mn]	Cs [ml]	T [mn]	N [tr/mn]	Cs [ml]	T [mn]
1000	33,56	2	1000	41,12	2	1000	39,45	2
1100	27,36	2	1100	32,44	2	1100	31,43	2
1200	22,41	2	1200	25,79	2	1200	25,12	2
1300	18,71	2	1300	21,14	2	1300	20,51	2
1400	16,26	2	1400	18,51	2	1400	17,60	2
1500	15,05	2	1500	17,89	2	1500	16,38	2
1600	15,10	2	1600	19,28	2	1600	16,87	2
1700	16,39	2	1700	22,69	2	1700	19,05	2
1800	18,94	2	1800	28,11	2	1800	22,94	2
1900	22,73	2	1900	35,54	2	1900	28,52	2
2000	27,77	2	2000	44,9	2	2000	35,80	2
2100	34,06	2	2100	56,45	2	2100	44,79	2
2200	41,60	2	2200	69,93	2	2200	55,47	2
Charge 3000 [W]								
Gazole			Huile brute			Huile raffinée		
N [tr/mn]	Cs [ml]	T [mn]	N [tr/mn]	Cs [ml]	T [mn]	N [tr/mn]	Cs [ml]	T [mn]
1000	36,38	2	1000	43,06	2	1000	41,06	2
1100	29,59	2	1100	33,94	2	1100	32,54	2
1200	24,19	2	1200	26,92	2	1200	25,98	2
1300	20,18	2	1300	22	2	1300	21,36	2
1400	17,56	2	1400	19,18	2	1400	18,69	2
1500	16,33	2	1500	18,46	2	1500	17,97	2
1600	16,49	2	1600	19,83	2	1600	19,20	2
1700	18,04	2	1700	23,31	2	1700	22,38	2
1800	20,99	2	1800	28,89	2	1800	27,50	2
1900	25,32	2	1900	36,57	2	1900	34,58	2
2000	31,05	2	2000	46,35	2	2000	43,60	2
2100	38,16	2	2100	58,23	2	2100	54,58	2
2200	46,67	2	2200	72,20	2	2200	67,50	2

Tableau 20-Banc d'essai de la consommation

Pour la charge de 1000 [W] nous constatons que la consommation spécifique [ml] du gazole est de 18 à 60% moindre comparée à l'huile brute alors qu'elle est seulement de 4 à 30% pour l'huile raffinée. Ce rapport diminue avec celle de 3000 [W] parce que ça varie de 13 à 50% pour l'huile brute et de 10 à 44% pour l'huile raffinée.

Cette consommation spécifique excessive pour l'huile de Jatropha se justifie par son pouvoir calorifique massique inférieur à celui du gazole.

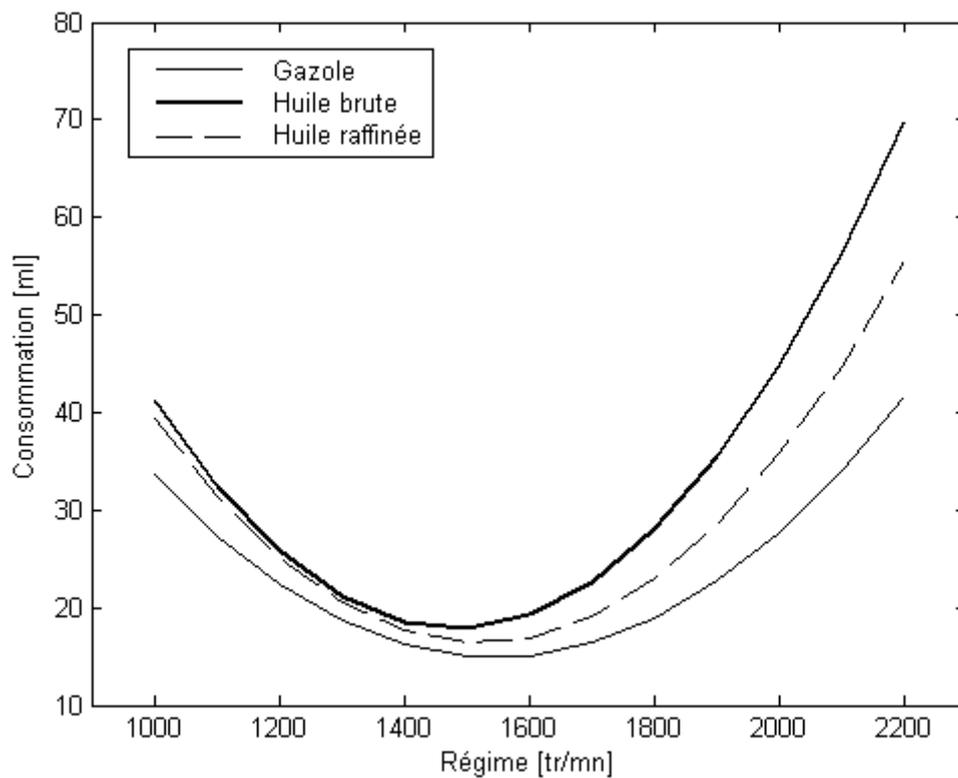


Figure 23-courbe de consommation à charge 1000W

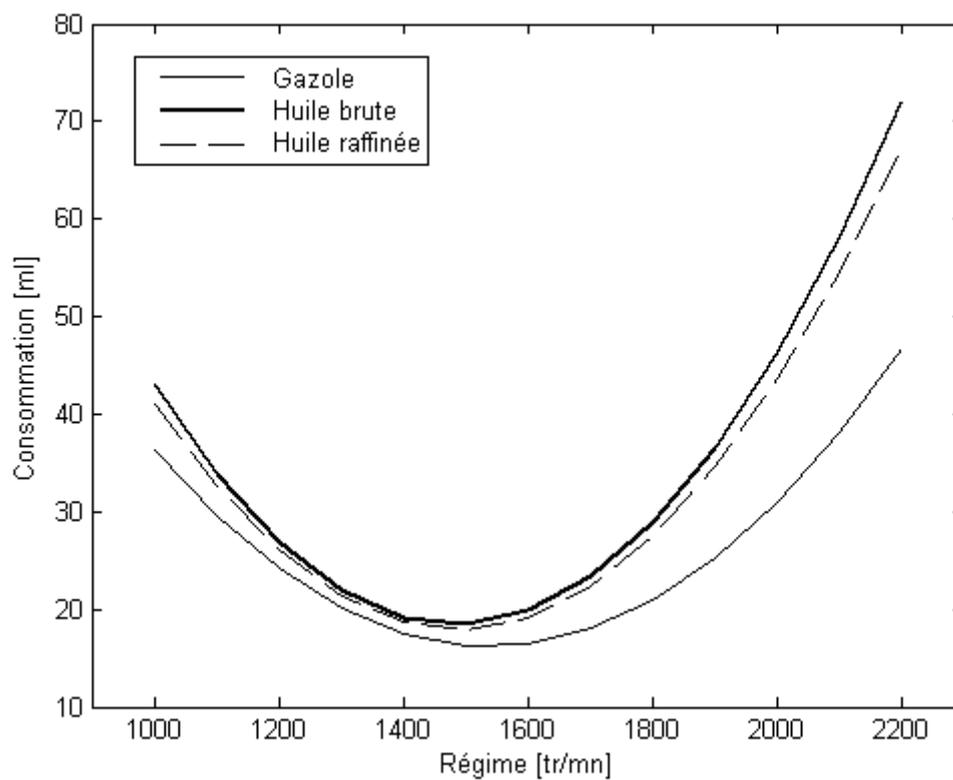


Figure 24-Courbe de consommation à charge 3000W



Régime [tr/mn]	Gazole [g/kWh]	Huile brute [g/kWh]	Huile raffinée [g/kWh]
1000	268,94	357,61	333,96
1100	195,67	252,56	238,87
1200	144,96	182,21	173,21
1300	110,91	137,03	130,02
1400	88,05	111,32	103,69
1500	77,36	100,76	90,48
1600	73,41	102,69	88,24
1700	75,52	115,27	95,30
1800	82,88	137,22	110,73
1900	97,31	168,40	134,13
2000	115,94	208,43	165,26

Tableau 21-Résultat des consommations en [g/kWh]

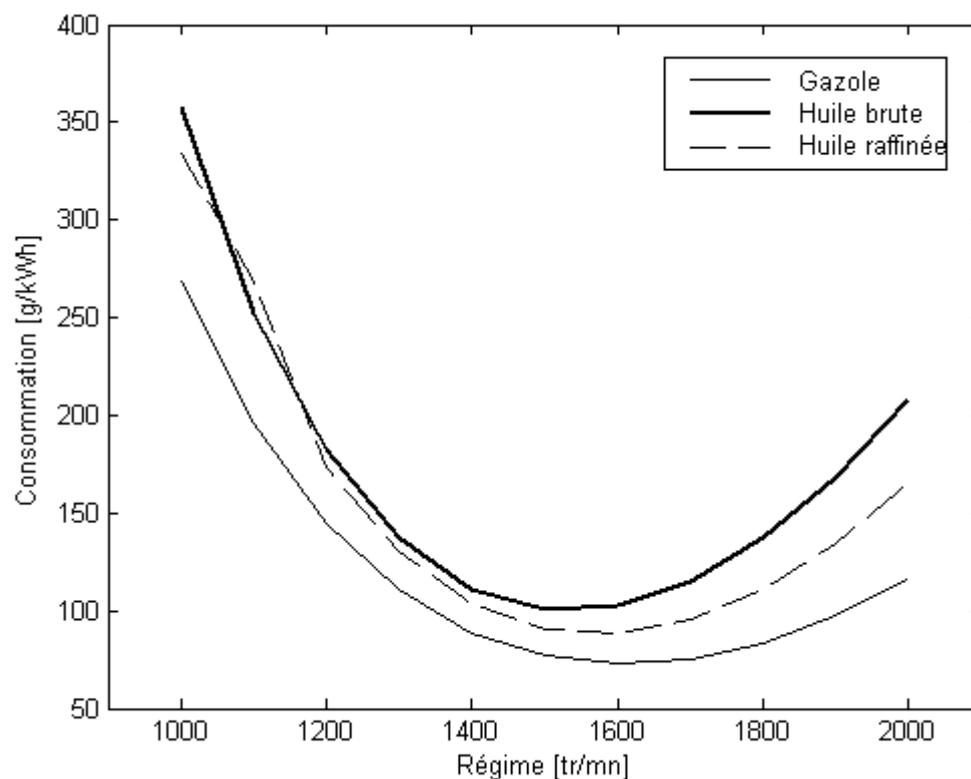


Figure 25-Courbe de la consommation en [g/kWh]

a4)-Puissance et couple

Mesure de puissance :

La mesure de la puissance effective d'un moteur est basée sur la mesure du couple recueilli sur le vilebrequin.



Pour cela, il faut placer le moteur sur un bâti et le freiner avec un système monté directement sur le vilebrequin. On mesurera alors l'effort que l'on a dû appliquer sur le frein pour ralentir le moteur.

Les systèmes freins sont :

- Les forces de frottement mécaniques (montage de deux patins sur une poulie).
- Les forces de frottement hydraulique (montage d'une roue de pompe dans l'eau).
- Les forces aérodynamiques (montage d'une hélice).
- La dynamo frein.
- Les courants de Foucault.
- Les forces de viscosités (montage d'un disque tournant dans un bain d'huile).

Mesure de couple

Le couple est mesuré par un dispositif de balance qui va donner une force à l'extrémité d'un bras de levier.

On trace une courbe à partir de ces mesures pour obtenir la « courbe de couple ».

Dans notre cas, nous avons accouplé le moteur avec un alternateur.

Description de l'essai

On a branché une charge de 1000 [W] à la sortie de l'alternateur, et on accélère le moteur à fond pour voir à l'aide d'un tachymètre le régime du moteur correspondant.

Résultat

Voici les résultats trouvés pour chaque carburant utilisé:

Gazole	2005 [tr/mn]
Huile brute	1959 [tr/mn]
Huile raffinée	1917 [tr/mn]

Tableau 22-Régime maximal permis pour les 3 carburants à charge 1000W

On sait que la formule qui permet de déterminer la puissance effective maximale est :

$$P_E = P_{EM} \frac{N}{N_P} \left[0,6 + 1,4 \frac{N}{N_P} - \left(\frac{N}{N_P} \right)^2 \right] \quad (3.14)$$

Ou P_{EM} : Puissance effective maximale

P_E : Puissance effective.

N : Régime considéré

N_P : Régime de puissance maximale

Celle du couple est :



$$C = 9550 \frac{P_E}{N}$$

(3.15)

Avec ces deux formules on a les résultats suivants :

Gazole			Huile brute			Huile raffinée		
N [tr/mn]	P [kW]	C [Nm]	N [tr/mn]	P [kW]	C [Nm]	N [tr/mn]	P [kW]	C [Nm]
1000	3,07	29,39	1000	3,16	30,21	1000	3,24	30,99
1100	3,44	29,88	1100	3,53	30,69	1100	3,62	31,46
1200	3,79	30,23	1200	3,89	31,02	1200	3,99	31,76
1300	4,14	30,45	1300	4,24	31,20	1300	4,34	31,91
1400	4,47	30,52	1400	4,57	31,23	1400	4,67	31,90
1500	4,78	30,46	1500	4,88	31,12	1500	4,98	31,72
1600	5,06	30,25	1600	5,16	30,85	1600	5,26	31,39
1700	5,32	29,91	1700	5,41	30,43	1700	5,50	30,90
1800	5,54	29,43	1800	5,63	29,87	1800	5,70	30,25
1900	5,73	28,81	1900	5,80	29,15	1900	5,85	29,44
2000	5,87	28,04	2000	5,92	28,29	2000	5,96	28,47

Tableau 23-Banc d'essai couple et puissance à charge 1000W

Courbe :

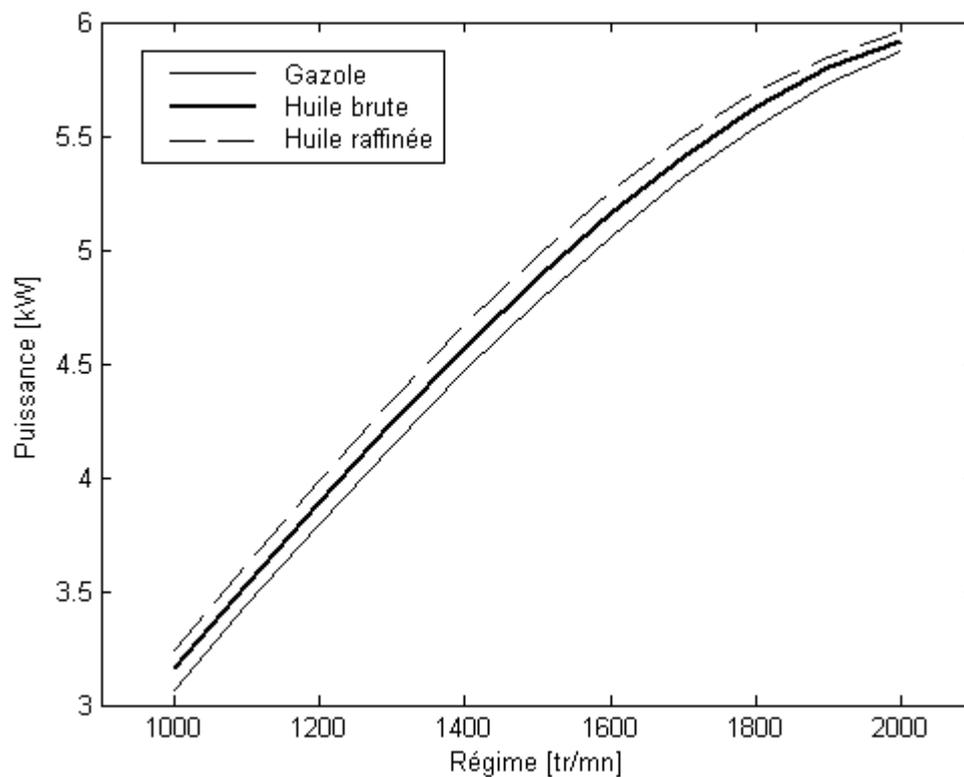


Figure 26-Courbe de puissance à charge 1000W

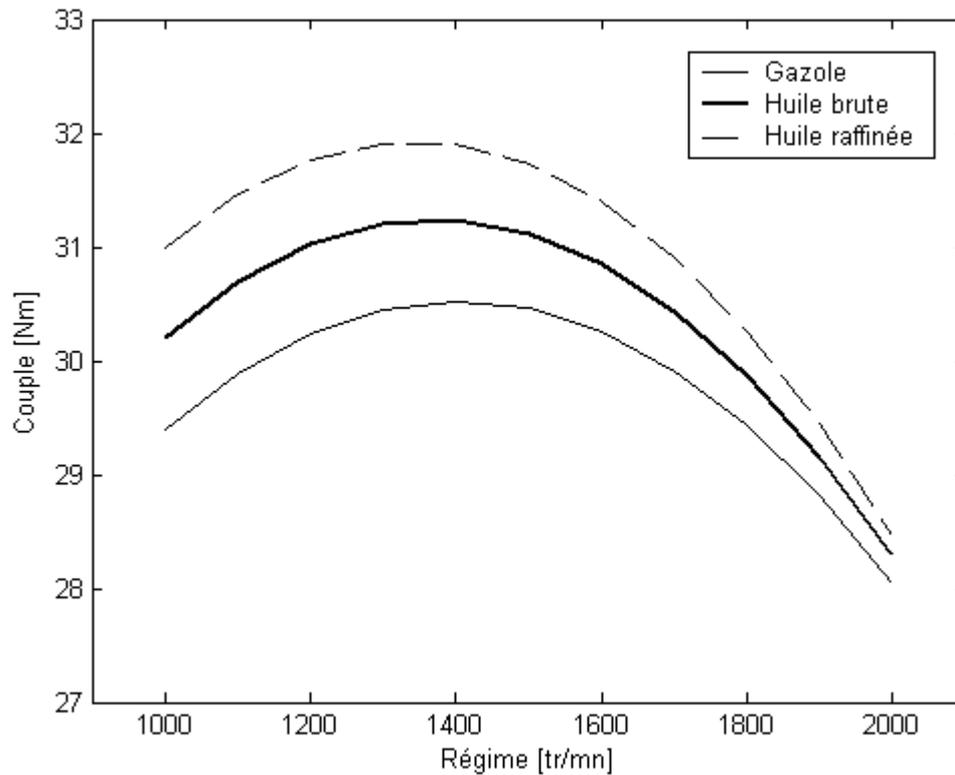


Figure 27-Courbe de couple à charge 1000W

Interprétation :

Le couple développé par le gazole est inférieur à celui de l'huile raffinée et de l'huile brute donc il est normal qu'on a ce même résultat pour la puissance.

Mais au delà de 2000 [tr/mn], nous observons une augmentation assez importante de la puissance du gazole.

b)- Moteur accouplé avec un broyeur

Mentionnons que lors de cet essai ils ont utilisé de l'huile brute et du biodiesel. La préparation et la propriété de ce biodiesel est disponible dans l'annexe.

b1)-Disposition générale

Comme ils ont besoin de broyer les graines, les mesures se portent sur la consommation du moteur accouplé au broyeur à puissance fixe, c'est-à-dire

- rotation fixe du moteur
- alimentation presque constante de la trémie
- choix d'une même qualité de graines, notamment en degré de séchage initial

La consommation de tel moteur étant relativement petite, il a fallu pour les essais prévoir un réservoir additionnel de 200 ml afin de pouvoir mesurer la consommation. La figure 27 montre la disposition de ce réservoir additionnel.

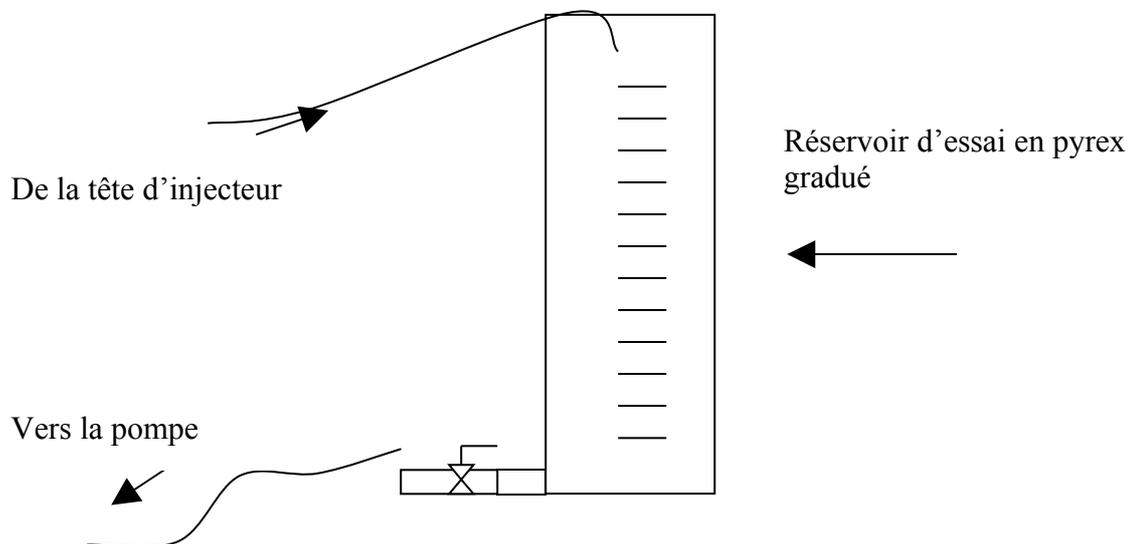


Figure 28-Principe du réservoir additionnel pour la mesure de la consommation en carburant du moteur SHUHE L180

APPAREILLAGES DE MESURE : Tachymètre Colé Parman 08199
Balance 30 kg
Tube gradué 200 ml fabrication CNAPMAD

b2)-Montage

Ils ont broyé un lot de 60 kg, ce lot a été divisé en 3, donnant chacun 20 kg pour les mesures.

Le choix de la vitesse de rotation de 2.000 [tr/mn] est arrêté après divers essais sur l'ensemble moteur – broyeur.

La photo 3 montre l'ensemble broyeur – moteur avec les sacs de Jatropha à côté.





Photo 3-moteur SHUHE L180 accouplé avec un broyeur à marteaux : vitesse de rotation 2.000 t/mn ± 100 .

b3)-Résultat

Les résultats sont consignés dans le tableau ci-dessous :

	Gazole de pétrole	Huile brute	Biodiesel
Bruit du moteur	+++++	++++	++++
Couleur de la fumée	+++++	++++	++++
Démarrage à froid	Facile	difficile	Facile
Démarrage à chaud	Facile	facile	Facile
Stabilité de la rotation du moteur	Moyenne	moyenne	Bonne
Temps de broyage de 20 kg de graines	10 mn	10 mn	10 mn
Consommation de combustible (ml)	95	115	112
Consommation ramenée au kg de graines broyées (ml/kg)	4.75	5.75	5.6
Consommation spécifique (g/kwh)	239.4	313.8	285.5
Démontage de la culasse du moteur	Pas d'anomalie	Dépôt de calamine sur le nez de l'injecteur	Pas d'anomalie

Tableau 24-Résultat de l'essai du moteur SHUHE accouplé avec un broyeur

b4)-Interprétation :

- La consommation en huile brute est supérieure à celle du gazole, résultat auquel il faut s'attendre puisque le pouvoir calorifique de l'huile est inférieur à celui du gazole 39.6 – 41.8 pour le premier contre 42.6-45 pour le second
- l'huile brute nécessite un préchauffage d'environ 30-35°C pour ramener sa viscosité à une valeur proche de celle du gazole
- la consommation en Ester Ethylique de Jatropha (EEP) est supérieure à celle du gazole pour la même raison que précédemment
- les fumées avec l'utilisation de l'huile et de l'EEP sont plus claires, preuve que l'oxygène contenu dans le combustible a favorisé la combustion
- le bruit du moteur est inversement proportionnel à l'indice de cétane : plus élevé est l'indice de cétane (huile et EEP), moins bruyant est le moteur.



D'ailleurs c'est là l'intérêt de l'huile de Jatropha par rapport à d'autres huiles végétales.

- Comme la viscosité de l'EEP est proche de celle du gazole, le démarrage à froid avec ce combustible ne présente pas de difficulté particulière.
- L'odeur de fumée pour chaque combustible est caractéristique de la nature du combustible
- Après contrôle de l'injecteur, l'on a noté un dépôt de calamine sur le nez de l'injecteur, la raison est certainement la présence de matière non combustible dans l'huile, produit qui serait enlevé lors de l'estérification. Il s'agirait probablement de résine.

b5)-Remarque

Les molécules de curcine présentes dans l'huile brute et le biodiesel sont détruites à partir de 200°C, et comme la combustion se fait au-delà de cette valeur, il n'y a pas de risque de pollution de curcine dans l'atmosphère.

Même si la durée des mesures n'a pas dépassée 10 mn, les essais sont étalés sur une période relativement longue. En effet, entre chaque mesure, le moteur est alimenté pendant au moins une journée avec le combustible à tester afin d'éliminer totalement les traces du précédent. Entre chaque essai, le moteur est déculassé, l'injecteur contrôlé.

2-3-1-2-Essai sur moteur Peugeot 504D et sur voiture Mercedes 307D

Il s'agit d'un rapport d'essai sur la mise à l'épreuve du biodiesel dans le moteur Peugeot 504D et sur une Mercedes 407D ; ces essais ont été effectués par ARTICOM.

Moteur Peugeot 504D :

L'auteur a mentionné qu'il s'agit d'un moteur refait (chemise, segment, vilebrequin rectifié, coussinets changés, sièges de soupape rodées, pompe, injecteur (tarés à 110 bars)) et que le moteur a été fixé sur un bâti.

Ces dispositions ont été prises afin de voir les effets néfastes éventuels sur l'utilisation du biodiesel sur ce moteur.

Après les essais avec le biodiesel, l'huile a été vidangée, analysée, et le moteur a été démonté entièrement, et chaque pièce a fait l'objet de contrôle minutieux.



L'essai s'est déroulé comme suit : 15 litres de biodiesel sont utilisés pour faire fonctionner le moteur, sans aucune charge, mais avec différents régimes : accélération, ralenti, arrêt, redémarrage. Le but de cet essai étant uniquement de voir les effets secondaires de l'utilisation de biodiesel

Les résultats trouvés après démontage sont :

- Pas de problème de démarrage
- Pas de trace de calamine sur l'injecteur
- Le moteur est moins souple à l'accélération subite
- Les fumées sont normales, mais avec odeur de Jatropha
- Aucun dépôt dans la chambre de combustion
- Pas de trace d'acide dans l'huile de vidange
- Pas d'augmentation du niveau d'huile dans le carter

A propos du niveau d'huile, la durée de l'essai est relativement courte, et que même s'il y eu augmentation, celle-ci est trop faible pour pouvoir être appréciée.

Le moteur fonctionne bien au biodiesel EEP.

L'utilisation de ce combustible ne nuit pas au moteur

La résine présente dans l'huile initiale n'existe plus dans le biodiesel.

Voiture Mercedes 307D :

D'après l'ARTICOM le moteur n'est pas neuf ou remis à neuf, mais ceci a l'avantage que les résultats peuvent être transposés sur d'autres moteurs.

L'essai consiste à effectuer un trajet avec la voiture (moteur 4 cylindres) en l'alimentant au gazole, puis refaire le même trajet avec du biodiesel.

Le parcours de l'essai a été : Antananarivo – Analavory Aller et retour soit 240 km

Nous allons voir les résultats :

- La consommation en biodiesel (en litres) est supérieure à celle du gazole, environ 12%
- Le fonctionnement du moteur avec un mélange de 50% gazole, 50% biodiesel « ressemble » avec un fonctionnement gazole pure
- Au biodiesel, le moteur fait moins de bruit et moins de fumées
- Au biodiesel, un certain manque de reprise est parfois remarqué
- Aucune différence n'est aperçue par les : voyageurs entre une conduite au gazole pure et une conduite « normale » au biodiesel pur

2-3-1-3-Essai de performance d'un moteur à Hatz E89 à précombustion

a)-Essais effectués par Haidara

Voici les résultats trouvés par Haidara :

Pour le gazole :

N [tr/mn]	1250	1500	1900	2200	2400
Cs [g/kWh]	370	355	325	295	280

Tableau 25-Banc d'essai de la consommation pour le gazole (Haidara)

Pour l'huile brute :

N [tr/mn]	1250	1400	1650	1800	2100	2450
Cs [g/kWh]	380	370	360	360	375	390

Tableau 26- Banc d'essai de la consommation pour le gazole (Haidara)

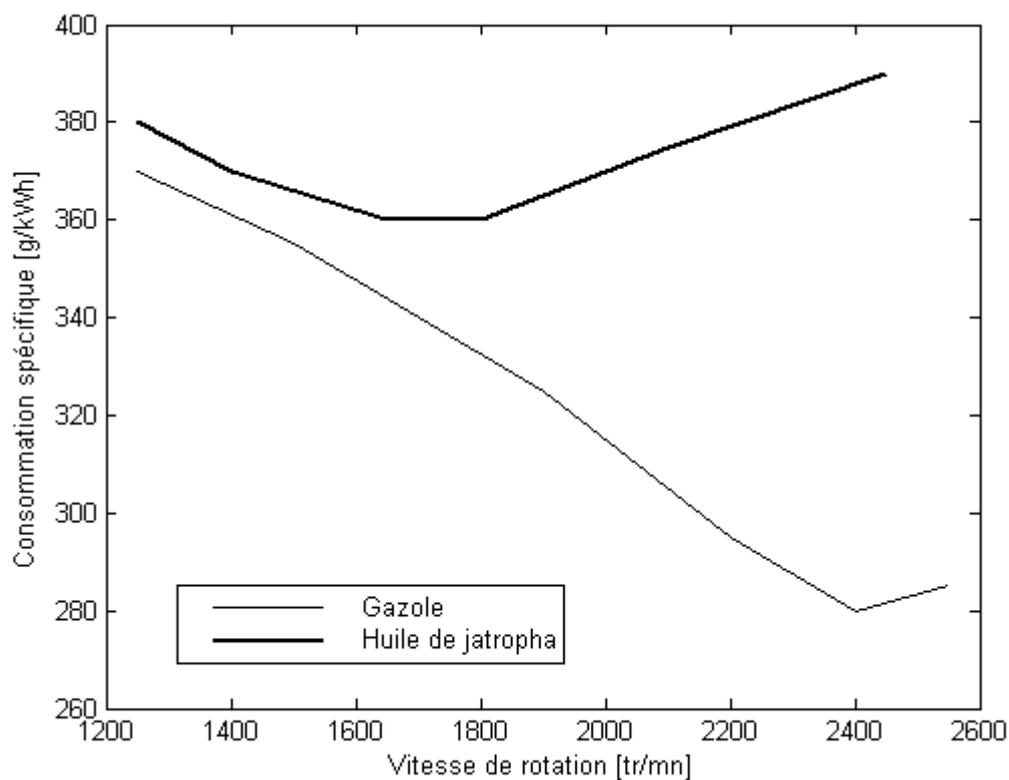


Figure 29-Courbe de consommation trouvée par Haidara

On voit bien que d'après ce résultat trouver par Haidara que la consommation en huile brute est toujours supérieure à celle du gazole.



b)-Essai effectué par le Dr. Pak

Cet essai a été effectué à l'Université de Köln par le Dr. Pak. Si nous citons cet essai ici, c'est parce que le Dr. Pak a analysé méticuleusement les diverses pièces du moteur rentrées en contact avec cette huile. Nous nous contenterons de les citer et de brièvement décrire leur état.

Après 420 heures de fonctionnement du moteur, le Dr. Pak a pu constater ceci :

- La tête de cylindre est sèche et propre, un dépôt de carbone homogène dans les canalisations d'entrée et de sortie au cylindre, et une assise de soupape propre.
- Il y a un dépôt de carbone plus important sur la **soupape d'admission**. Selon l'expérience d'aujourd'hui, nous pensons que c'est dû au mélange de l'huile de Jatropha non carburée avec l'huile moteur, qui s'y dépose vu la température inférieure de la soupape d'admission comparée à la soupape d'échappement nettement plus chaude et qui reste propre.
- L'état du cylindre et du piston ne présente aucune différence à celui observé dans un moteur fonctionnant au gazole.

2-3-1-3-Essai effectué par TAKEDA et ELSBETT

a)-TAKEDA

Les investigations de TAKEDA, effectuées dans un cadre général, se divisent en 2 parties : la détermination principale de la puissance et de la consommation spécifique sur banc d'essai, ainsi que test sur route.

Le moteur utilisé, ainsi que les caractéristiques du carburant sont donnés au tableau 27

L'huile est d'origine thaïlandais ; la technique d'obtention est décrite comme simple et sans utilisation de méthodes modernes d'extraction ou de raffinage. L'huile peut donc être classée brute.

L'augmentation de la consommation spécifique avec l'huile de Jatropha, pour une même puissance et un même régime de rotation apparaît clairement dans le résultat suivant :

Paramètres	Huile de Jatropha	gazole
Puissance à 2200 rpm [CV]	6,5	6,5
Consommation [kg/h]	1,508	1,294
Consommation spécifique [g/CVh]	232	199
[l/CVh]	252,2	239,8
Température des gaz d'échappement [°C]	508	473



Tableau 27-Résultat de l'essai effectué par TAKEDA

Quand on fait des calculs à partir des chiffres correspondants du tableau 27, on constate que le contenu énergétique du gazole est supérieur de 7% (sur base gravimétrique) respectivement de 3% (sur base volumétrique) à celui de l'huile de Jatropha.

Les valeurs de consommation spécifique en huile de Jatropha, qui sont supérieures à 16,6 (gravimétrique) respectivement 5,2% (volumétrique) à celles du gazole.

Le test en circulation fut effectué sur autoroute et le véhicule roulait le plus souvent 100 km/h. Le comportement du moteur, ainsi que la consommation en carburant sont jugés satisfaisants. TAKEDA tire les conclusions suivantes :

- Faible tendance du moteur au cliquetis, même à charge partielle.
- Aucun nécessaire sur le moteur
- Faible charge de CO et d'odeurs nauséabondes
- Bons comportement sur route.

Concernant le comportement de l'huile comme carburant, TAKEDA voit encore la nécessité d'investigation sur le danger de corrosion de certaines parties de moteur et un contrôle de qualité de l'huile de Jatropha.

b)-ELSBETT

Dans ce travail, il s'agissait d'un rapport d'essai sur la mise à l'épreuve de l'huile de Jatropha dans un moteur diesel, Elko, de 1,4l a injection directe.

Les graines de Jatropha ayant servi à l'obtention de l'huile avec une presse à vis, provenaient de l'île de Fogo au Cap Vert.

L'huile subissait des traitements différents après pressage : filtrage à travers un papier-filtre, centrifugation ou décantation. Le raffinage ou d'autres procédés supplémentaires d'épuration ne furent pas employés. Malgré ce fait, on peut admettre que l'huile utilisée dans ces essais se trouvait dans un meilleur état pour l'utilisation comme carburant.

Le programme de l'essai comportait une marche du moteur de 100h avec 12ch à 3000 rpm. L'objectif essentiel de cette investigation était d'établir un diagnostic du moteur concernant la formation de dépôts, ect ...à partir duquel l'effet de l'utilisation de l'huile de Jatropha sur les parties essentielles du moteur comme piston, soupapes et équipements d'injection serait déduit.

La libération de puissance fut choisie si basse en raison du manque de matière première. La consommation spécifique en carburant y découlant de 250 [g/ch.h] (le besoin en carburant à cette puissance de 12 ch fut de 3kg/h) se déduirait d'environ 20%, à une puissance de 50ch du moteur, ce qui correspond à une consommation spécifique de 200[g/ch.h].



L'auteur poursuit que les caractéristiques de combustion du moteur sont mauvaises à cette faible puissance en raison du mauvais réchauffement du moteur ; ceci pouvant contribuer à la formation de dépôts de lacks et de résines. Le démontage du moteur après le temps après le temps indiqué conduisit aux résultats suivants :

- Equipements d'injection

La pression d'injection des injecteurs était tombée de 200 bar à environ 190-195 bar. Le trou et les aiguilles des injecteurs ne montrèrent aucun dépôt. Les éléments de la pompe (à carburant) et de la culasse ne montrent aussi aucun changement.

- Soupapes, conduites d'air

Seulement les soupapes d'admission montrent de légers dépôts de consistance friable, qui cependant peuvent être expulsés ou brûlés. On a constaté une couche de 0,1 à 0,2mm, dure comme de verre, sur le côté inférieur des soupapes.

Ceci est attribué à la charge non optimale du moteur et brûlerait à haute charge. La même chose est valable pour les dépôts dans le canal d'entrée, comparables à ceux des soupapes d'admission.

- Piston

Les segments étaient mobiles et sans dépôts. Des dépôts légers se retrouvèrent dans la chambre de combustion et sur la face supérieure du piston en raison de faible charge du moteur. Ils sont considérés comme sans inconvénients.

En résumant, l'auteur caractérise la marche du moteur Elko à l'huile de Jatropha comme sans problèmes. L'investigation ne donnant aucun indice parlant contre une utilisation à long terme du carburant en question. Plus loin il est dit :

« Toutes les pièces signalées dans le rapport se montrent insensibles au choix du carburant. L'huile de Jatropha peut aussi être considérée comme bon carburant de remplacement dans le moteur Elko ».



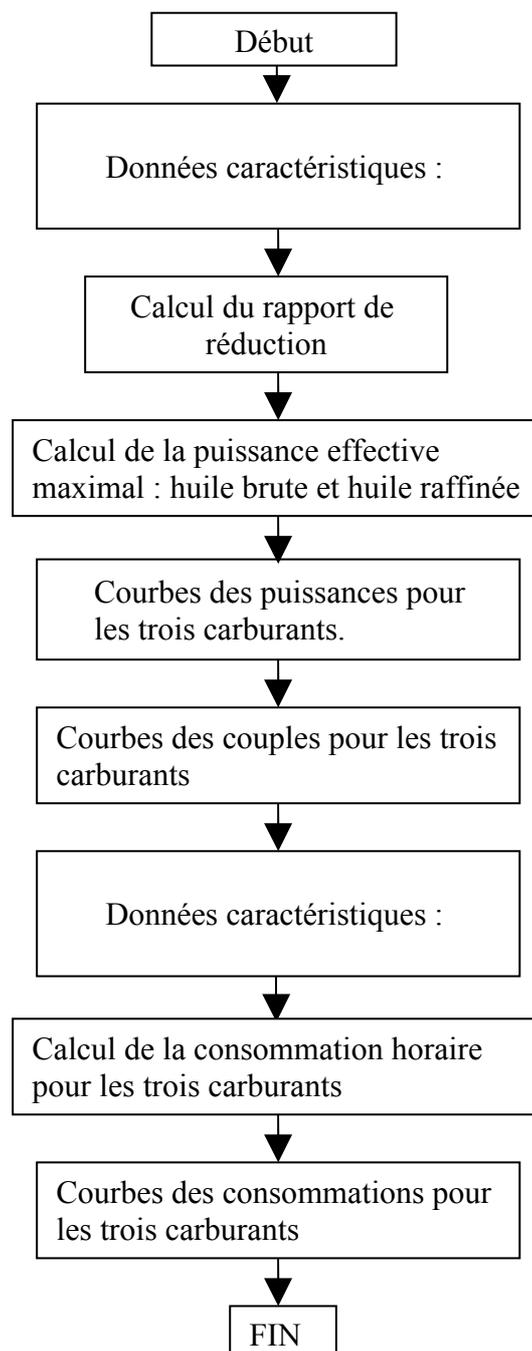
PARAMETRES	TAKEDA	
	Gazole	Huile de Jatropha C.
Densité à 15°C [g/cm ³]	0,83	0,9186
Viscosité	2,7 [cst]	50,73 [cst]
Dépôt de Coks (%)	0,15	0,64
Point de solidification (°C)		
Indice de cétane	50	51
Pouvoir calorifique [kJ/kg]	42 578	39 649
[kJ/l]	35 340	36 422
Cendres (%)		
Point d'éclair [°C]	50	240
Corrosion du cuivre		
Acidité		38,2
Moteur	Banc d'essai :Yarmar Diesel (SA 70-L), 4 temps, 5,1[kW] à 2400 rpm Essai sur route : ISUZU KBD-21, 4 temps, 1584 [cm ³], 69,1 [kW] à 5400 rpm	

Tableau 28-Caractéristiques des carburants utilisés par TAKEDA



PROGRAMME DE COMPARAISON DE PUISSANCE- COUPLE ET CONSOMMATION

3-1-Organigramme





3-2-Mode d'utilisation

Avant d'appliquer et montrer son fonctionnement, voici d'abord l'enchaînement des fenêtres qui le constituent :

- Page d'accueil (figure 30).
- Page de saisie des caractéristiques des carburants (figure 31).
- Courbe de comparaison des puissances (figure 32).
- Courbe de comparaison des couples (figure 33).
- Courbe de comparaison des consommations (figure 34)

Après le lancement de « Matlab6.5 », tapez GHBHR puis sur ENTRER pour avoir la page d'accueil.



Figure 30-Page d'accueil

Dans cette page, on peut cliquer sur le bouton LANCER pour le lancement du programme et sur QUITTER pour terminer.

Si on clique sur LANCER on peut avoir la deuxième fenêtre GHBHR1 :



The screenshot shows a software window titled 'GHBHR1' with a blue title bar. The main area is divided into several sections for data entry:

- Caractéristique du moteur:**
 - Puissance maximale: 5.88
 - Régime de puissance maximale: 2200
 - PCIv Gazole: 36000
- Huile de jatropha brute:**
 - PCIv H brute: 36400
 - Rapport de conversion: 98.901
 - Puissance maximale: 5.9453
- Huile de Jatropha raffinée:**
 - PCIv H raffinée: 36610
 - Rapport de conversion: 98.333
 - Puissance maximale: 5.9796

On the right side, there are three buttons: 'Courbe de puissance', 'Courbe de couple', and 'Courbe de consommation'. A red 'RETOUR' button is located in the top right corner.

Figure 31- Page de saisie des caractéristiques des carburants

Dans cette page on saisi les caractéristiques du moteur à utiliser et celui des carburants :

- Puissance maximale
- Régime de puissance maximale
- Pouvoir calorifique volumique du gazole
- Pouvoir calorifique volumique de l'huile de Jatropha brute.
- Pouvoir calorifique volumique de l'huile de Jatropha raffinée

Après avoir rempli ces données on clique sur les boutons « rapport de conversion » et on trouve les puissances maximales pour les deux huiles.

Pour voir les courbes de puissance, couple et consommation on clique sur l'un des trois boutons ; par exemple pour voir le courbe des puissances on clique sur le bouton « Courbe de puissance » d'où l'apparition de la fenêtre GHBHR2. Dans cette fenêtre on clique seulement sur « Tracer courbe » et on obtient les courbes des puissances.

Pour retourner vers la fenêtre précédente on clique sur le bouton « retour ».

On fait de même pour les courbes de couples et celles de consommation et les fenêtres « GHBHR3 et GHBHR4 » apparaissent.

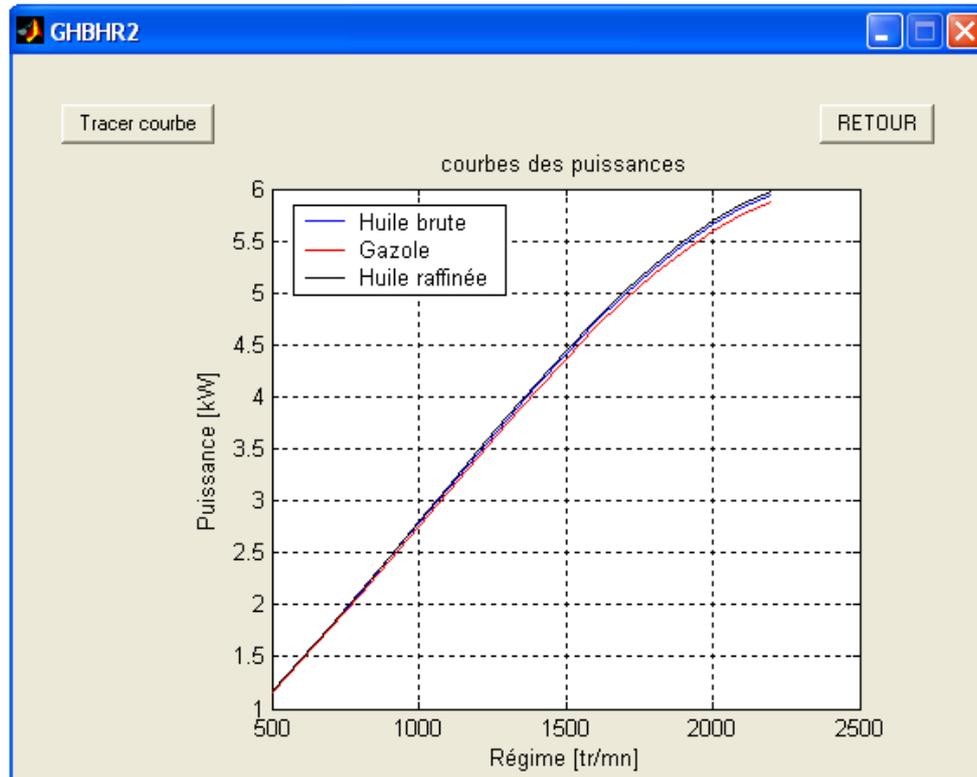


Figure 32- Courbe de comparaison des puissances

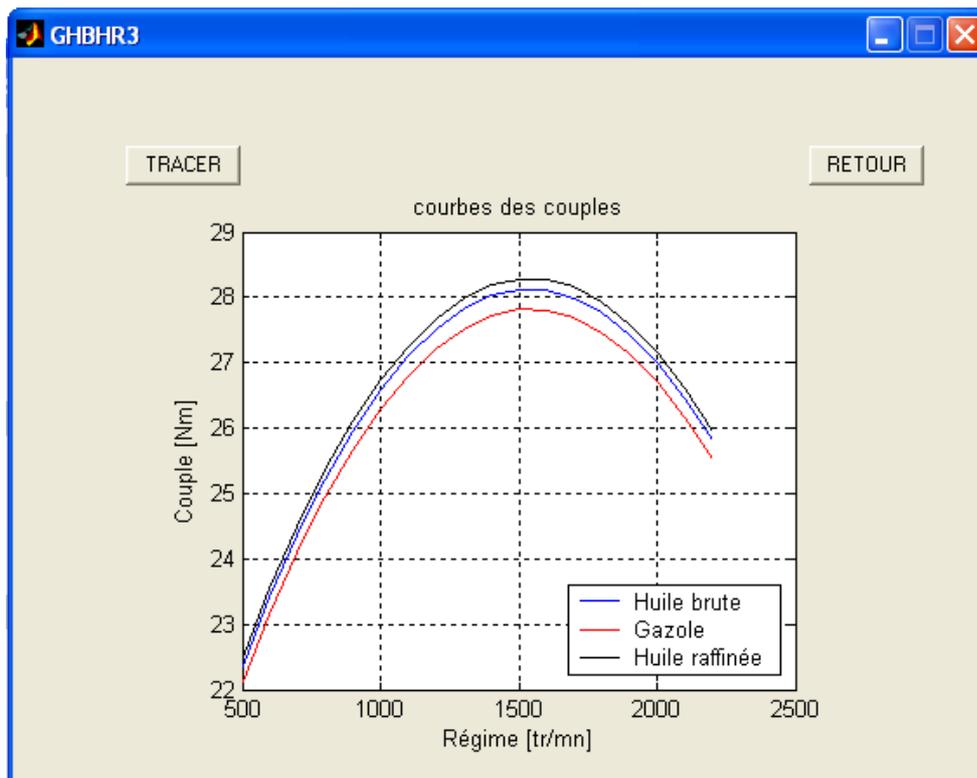


Figure 33-Courbe de comparaison des couples

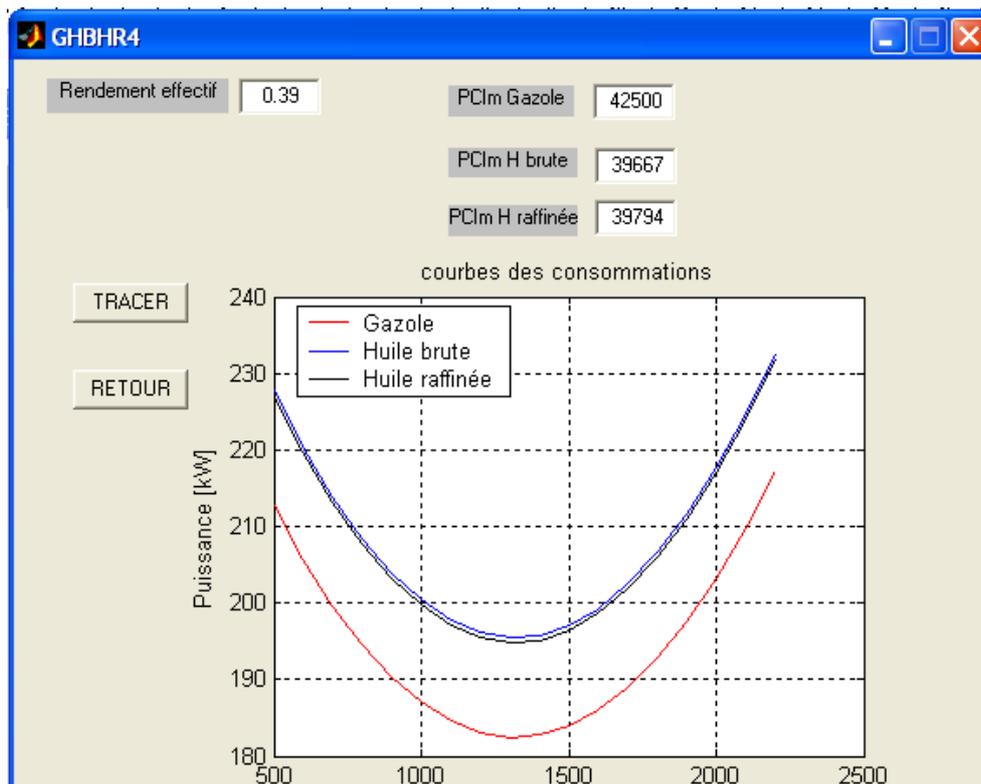


Figure 34-Courbe de comparaison des consommations

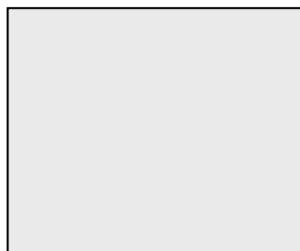
Dans la fenêtre GHBHR4 il y a :

- Rendement effectif
- Pouvoir calorifique inférieur massique du gazole.
- Pouvoir calorifique inférieur massique de l'huile brute.
- Pouvoir calorifique inférieur massique de l'huile raffinée.

On clique toujours sur le bouton « Tracer » puis sur RETOUR pour retourner ou quitter.



Quatrième Partie: ETUDE ECONOMIQUE ET ETUDE SUR LES IMPACTS ENVIRONNEMENTAUX



PERFORMANCE ET PRIX

1-1-Analyse économique

Tout au long de cette analyse nous allons voir les bilans concernant le gazole et celui de l'huile de Jatropha (importation, consommation, prix).

1-1-1-Importation-consommation-Prix du gazole

D'après le tableau Madagascar a dépensé en 2002 environ 304 millions de kilogrammes de pétroles bruts.

ORIGINE	Poids Net en kg	Valeur CAF en Ariary
EMIRATS (Emirats Arabe Unis)	234 105 000	82 454 861 383
QATAR (sur le Golfe Persique)	69 603 529	23 649 596 837
TOTAL	303 708 529	106 104 458 220

Tableau 29-Importation de pétrole brut en 2002 (I.N.S.T.A.T)

L'évolution de cette importation pour quelque carburant est donnée par la figure suivante:

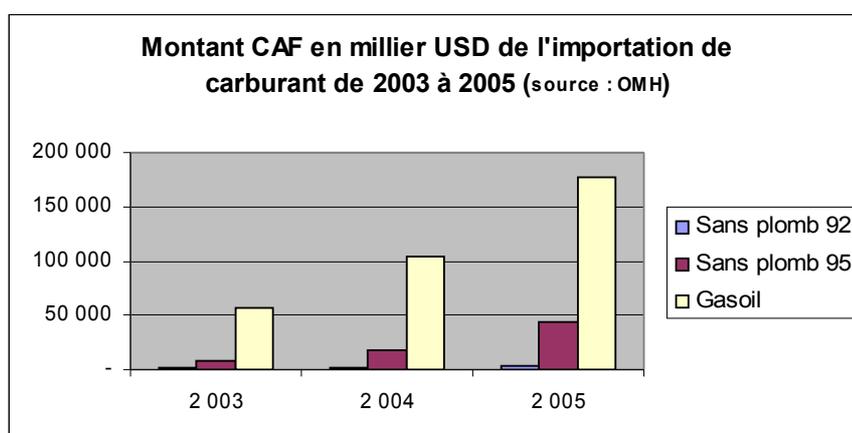


Figure 35-Importation de carburant de 2003 à 2005



On voit bien dans cette figure que c'est le gazole qui occupe la majeure partie de notre importation en carburant.

En ce qui concerne les marchés pétroliers on en déduit encore que c'est encore le gazole qui occupe la première place.

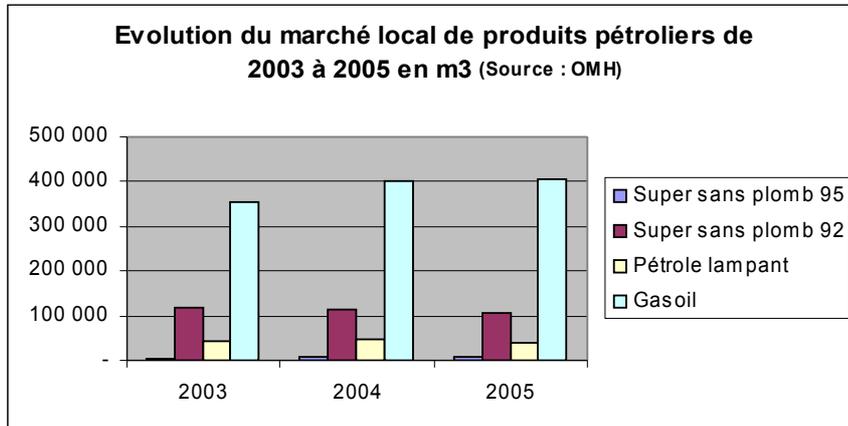


Figure 36-Evolution du marché local de produits pétroliers

Augmentation de la consommation en gazole avec un taux annuel de 4% :

Année	Estimation du volume du gazole vendu selon l'augmentation de la consommation annuel
2004	377.500.000 litres/an
2005	392.600.000 litres/an
2006	408.304.000 litres/an
2007	424.636.160 litres/an

Tableau 30-Consommation annuel de gazole

Prix du gazole :

Ce prix est approprié dans les principales villes de Madagascar

Mois	Prix en Ariary
Janvier 2007	1930
Février 2007	1930
Mars 2007	1980
Avril 2007	1980

Tableau 31-Prix du gazole actuel

Evolution des prix affichés à la pompe des produits pétroliers 2004-2007 (voir annexe)



1-1-2- Production-Prix de l'huile de jatropha

1-1-2-1-Production de l'huile de Jatropha Curcas

Les moyens notamment temporels n'ont pas permis de visiter d'une manière exhaustive toutes les plantations de *Jatropha* à travers tout le pays. Ainsi, la potentialité actuelle est estimée uniquement sur les informations recueillies à partir des entretiens.

Estimation de la production nationale de graines de *Jatropha*

Informations	Moyen-Ouest de Tanà	SAVA	Alaotra	Fianarantsoa	Toliary
Productivité	10 kg de graines par pied à l'âge de 10 ans (pied isolé non taillé); 2 à 6 kg de graines par pied pour les plus jeunes pieds ; début de fructification de plants issus semis au plutôt à l'âge de 2 ans ; fructification des boutures dès la saison pluviale qui suit l'insertion	1-2 kg de graines par pied à partir de l'âge de 6 mois pour les boutures début de baisse de fructification à partir de l'âge de 10 ans 1 à 2 tonnes de graines par ha	2 à 3 kg de graines à partir de l'âge de 4 ans	2 à 2,5 kg de graines sur terrain fertile et 1 à 1,5 kg ailleurs	2 à 2,5 kg de graines à l'âge de 2 ans
Nombre minimum de pieds dans la région	50.000 pieds	100.000.000 pieds	60.000 pieds	20.000 pieds à Ambalavao 15.000 pieds à Ihosy 40.265 pieds dans le sud-est	16.390 pieds de Betroka jusqu'à Toliary
Estimation de la Productivité totale	100.000 à 300.000 kg de graines	1.700.000 kg de graines par an	100.000 à 150.000 kg de graines par an	20.000 kg de graines à Ambalavao 30.000 kg de graines à Ihosy 40.265 kg dans le sud-est	<i>J. curcas</i> : 32.000 kg de graines <i>J. mahafaliensis</i> : 1.000.000 kg (à Isoanala)
<p>VALEUR MINIMALE DE LA PRODUCTION TOTALE ANNUELLE DE GRAINES A MADAGASCAR:</p> <ul style="list-style-type: none"> • <i>Jatropha curcas</i> = 2.022.000 kg • <i>Jatropha mahafaliensis</i> = 1.000.000 kg 					

Tableau 32-Estimation de la production de graine de jatropha curcas

Objectif de production :

- Surface minimum de 5.000ha de Jatropha sur une région
- C'est-à-dire une production de 24.000T de graines ou de 8.000T d'huile brute de Jatropha



1-1-2-2-Prix de l'huile de Jatropha Curcas :

Prix du baril	55	60	65	70	75	80
Prix/tonne Gazole CAF	569	621	672	724	776	828
Prix huile brute/tonne	350	400	450	500	550	600

Tableau 33-Prix de l'huile de Jatropha Curcas

Il faut 3.3 T de graines pour produire 1T d'huile

Il faut 66\$ pour produire 1T de graine dans la plantation

Il faut 71\$ pour extraire 1T d'huile brute de Jatropha

CHARGES			COUT EN ARIARY	
Coût de production des graines	3,3	T de graine	134 236 Ar/T	442 980
Coût d'extraction de l'huile	1	T d'huile	143 469 Ar/T	143 469
S/Total :			586 449	

PRODUITS					
Vente de l'huile de Jatropha	1	T d'huile	708 750	Ar/T	708 750
Vente de tourteau	2	T de Tourt	101 250	Ar/T	202 500
S/Total :			911 250		

Marge :

D'après les deux tableaux ci-dessus :

-Si on ramène à la tonne d'huile produite on trouve : $911\ 250 - 586\ 449 = 324\ 801$ Ar

-Si on ramène à la tonne de graine produite : $\frac{324\ 801}{3,3} = 98\ 424$ Ar

-Si on ramène à l'hectare (5T de graine/ha) : $98\ 424.5 = 492\ 122$ Ar

1-2-Calcul technico-économique

Nous allons faire un bref calcul du coût moindre lors de l'utilisation d'huile de Jatropha au lieu du gazole dans un moteur diesel.

Nous avons déjà vu précédemment, l'analyse économique, le prix du gazole qui varie entre 1930 à 1980Ar/l en ce moment, tandis que l'huile de Jatropha brute est aux alentours de 1000 Ar/l. Nous pouvons donc déjà affirmer que l'on gagne entre 930 Ar/l (dans le cas le plus défavorable) à 980 Ar/l.



1-2-1-Calcul détaillé de la puissance développée par l'huile de Jatropha comparée au diesel

Restons cependant prudents dans ce genre de calcul. Il faudrait tenir compte des pouvoirs calorifiques inférieurs (PCI) du gazole et de l'huile de Jatropha.

- PCI volumique : Gazole : 36 000 [kJ/dm³]
 Huile de Jatropha : 36 400 [kJ/dm³]
 ↗ rapport de conversion : $\frac{36\,400}{36\,000} = 1,01$

↗ ↗ capacité d'énergie : 1[l] d'huile de Jatropha = 1,01[l] gazole

Il faut 1,01 litre de gazole et seulement 1 litre d'huile de Jatropha pour obtenir la même capacité d'énergie (c'est le rapport de conversion).

- 1 kWh=3600kJ : Gazole : 36 000 [kJ/dm³]=10 [kWh/l]
 Huile de Jatropha : 36400 [kJ/dm³] = 10,11 [kWh/l]

↗ ↗ injection volumique : le gazole développe 98,91% de la puissance développée par l'huile de Jatropha.

Ainsi en termes de puissance, vu que l'injection est volumique, un moteur fonctionnant au gazole développe environ **98,91%** de la puissance que ce même moteur donnerait avec de l'huile de Jatropha.

- PCI massique : Gazole : 42 500 [kJ/kg]
 Huile de Jatropha : 39 600 [kJ/kg]
 ↗ consommation spécifique : $s = \frac{3600}{r * 10^{-3} * PCI_m} [g / kWh]$
 ⇒ à r égal: $S_{diesel} / S_{huile} = + / - 93\%$

Nous pouvons aussi travailler avec le **PCI massique**. Sachant que le PCI massique du gazole est approximativement de 42 500 kJ/kg et que celui de l'huile de Jatropha donne à peu près 39 600 kJ/kg, nous pouvons évaluer la consommation spécifique, en g/kWh, qui est inversement proportionnel au PCI massique et au rendement global (r). En faisant l'hypothèse d'un rendement identique dans les deux cas, nous trouvons une consommation spécifique de l'huile de Jatropha plus ou moins 7% supérieure au gazole. En faisant sauter l'hypothèse, car le rendement d'un moteur à l'huile de Jatropha est un peu plus faible, on obtient bien une consommation spécifique pour l'huile de Jatropha dans une fourchette de 7 à 20% supérieure au gazole, ce qui avait été annoncé précédemment.



1-2-2-Calcul de la marge bénéficière d'un moteur à l'huile de Jatropha comparée au diesel

Résumé des caractéristiques pratiques du moteur SHUHE

▪ consommation

↯↯ 187,10 g/kWh à 1 000 tr/min = 2,75 kW

↯↯ 183,99 g/kWh à 1 500 tr/min = 4,36 kW

↯↯ 217,19 g/kWh à 2 200 tr/min = 5,88 kW

avec une masse volumique du gazole de 820 kg/m³

↯↯ à 1 000 tr/min : 187,10 g/kWh * 2,75 kW = 514,52 g/h = 0,62 l/h

↯↯ à 1.500 tr/min : 183,99 g/kWh * 4,36 kW = 802,19 g/h = 0,97 l/h

↯↯ à 2 200 tr/min : 217,19 g/kWh * 5,88 kW = 1277,07 g/h = 1,55 l/h

Relevons ici uniquement les données intéressantes, telle qu'une puissance donnée à 5,88 kW (pour le gazole), d'où une puissance développée d'environ 5,94 kW pour l'huile de Jatropha (rapport de réduction 98,91%) et une consommation de 1,55 l/h. à 2 200 tours/min et à pleine charge.

Supposons que la durée de vie du moteur espérée est de 8.000 heures ; la consommation pendant cette durée est : 1,55.8000=12400l/h et en multipliant cette consommation par 980 Ar (différence de prix de l'huile de Jatropha et celle du gazole). Cela nous donne d'après notre calcul une différence de 12 152 000 Ar économisés sur la durée de vie du moteur. Sachant que ce moteur nous coûte royalement 2 030 000 Ar (normalement équipé) et en maximisant les adaptations (valant 500 000Ar). En procédant au calcul suivant : Coût total du moteur est 2 030 000+500 000=2 530 000 Ar donc l'achat complet du moteur adapté à l'huile de Jatropha

est rentabilisé dès les 1666 heures de fonctionnement puisque $\frac{2\,530\,000}{1,55.980} = 1666$ heures, soit

environ à 1/4 de sa durée de vie espérée. Nous pouvons donc cyniquement affirmer que si le moteur lâche à ses 1666 heures de fonctionnement à l'huile de Jatropha, nous n'avons rien perdu par rapport à l'utilisation de ce moteur au gazole. Dans le cas de l'utilisation de ce même moteur à 1.500 tours/min et à pleine charge, la consommation est quasi réduite de moitié, de même que la quantité totale de carburant et a fortiori le gain financier. Par conséquent, la durée de revient est aussi presque doublée, et donc le moteur est rentabilisé après 1/2 de sa durée de vie espérée. Cette réflexion est importante et doit être présente à l'esprit de tout à chacun.

Si nous avons fait ces quelques calculs c'est dans le but de montrer le véritable potentiel de l'huile de Jatropha comme carburant au point de vue gain financier par rapport au gazole.



A long terme, les perspectives des prix de l'huile de Jatropha ici à Madagascar restent stables même si sa production est en croissance. Contrairement à l'huile de Jatropha le prix du gazole a connu une hausse de 50 Ar en Mars 2007 et vu l'état de marché actuel ce prix ne baisse plus.

1-3-Conclusion

D'après nos calculs on a vu que pour le moteur SHUHE, il est vraiment rentable d'utiliser l'huile de Jatropha comme carburant. En plus l'huile de Jatropha réduit l'importation du gazole estimée à 400 000 000 [l] cette année.



ETUDES D'IMPACTS ENVIRONNEMENTAUX

2-1-Introduction

Suite à l'article 4, du décret n°99-954 du 15 décembre 1999 modifié par le décret n°2004-167 du 03 Février 2004 relatif à la mise en compatibilité des investissements avec l'environnement (MECIE), nous faisons les études d'impacts environnementaux relatifs à notre sujet de mémoire.

Ainsi, l'étude d'impacts environnementaux d'un projet consiste à prévoir dès le début de sa phase de planification des effets que ceux soient positifs ou négatifs, à court terme ou à long terme, direct ou indirect du lancement de celui-ci.

Ce mémoire fait l'objet d'étude comparative d'un moteur diesel et d'un moteur à huile de Jatropha. Donc notre but sera de donner un aperçu sur l'étude d'impacts environnementaux des deux moteurs et de les comparer.



2-2-Exposé de l'objectif du projet

Le constat:

Nous sommes en train de rejeter dans l'air en moins de deux siècles le carbone que les plantes ont fixé pendant 300 millions d'années pour faire les trois combustibles fossiles : le charbon, le pétrole et le gaz. Dans le même temps, les pays les plus pauvres n'ont pas accès à l'énergie et ne parviennent pas à se développer.

Les solutions proposées

D'un côté, aucune des solutions proposées par les responsables socio-économiques mondiaux (politiques, industriels, ONG, etc.) n'est en mesure de supplanter rapidement le pétrole qui est, pour une large part, à l'origine du problème, principalement dans les transports et dans l'industrie. D'un autre côté, si nous gagnons la bataille contre l'extrême pauvreté et pour le développement, nous courons à notre perte car toute amélioration du niveau de vie entraîne une hausse correspondante de la consommation d'énergie fossile et donc des rejets de CO₂.

Une seule source d'énergie donne des résultats positifs sur les deux tableaux : l'huile végétale pure.

L'utilisation d'une énergie d'origine végétale ne renvoie pas de carbone fossile dans l'atmosphère. Si l'on remplace une partie du pétrole énergétique (fioul, gazole, kérosène) par une huile végétale provenant des pays qui en produisent aujourd'hui puis de tous les endroits du monde où il est possible de planter un oléagineux, les échanges énergétiques mondiaux seront transformés en profondeur et donneront des ressources propres (dans tous les sens du terme) aux pays qui, aujourd'hui, n'en ont pas.

2-3-Pollution produite par les moteurs diesel

2-3-1-Pollutions atmosphérique

Les principales sources de pollution dans les moteurs Diesel sont: le réservoir, le carter-moteur et l'échappement.

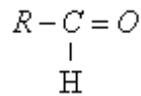
Ces sources sont à l'origine du projet des produits polluants dans les gaz d'échappement à savoir:

- Le monoxyde de carbone et hydrocarbure imbrûlés (HC et CO);
- Les oxydes d'azote: NO_x;
- L'anhydride sulfureux : SO₂;



Quatrième Partie

- Les aldéhydes :



- Et les particules de suies.

Les deux derniers produits polluants sont à l'origine de la mauvaise réputation des moteurs diesel du point de vue pollution. Ils créent des fumées noires et de mauvaises odeurs.

Comme nous avons un moteur Diesel à injection directe, donc dans les fumées d'échappement les teneurs en masse par calorie produite de CO, CH, et NOx sont approximativement données comme suit:

- Teneur en CO: 5,44 [g/kWh]
- Teneur en CH: 3,39 [g/kWh]
- Teneur en NOx: 8,16 [g/kWh]

Outre les polluants atmosphériques, les moteurs Diesel produisent aussi des bruits et des vibrations.

2-3-2-Les bruits

Le mouvement des gaz dans les conditions d'échappement et d'admission génère beaucoup de bruits.

La pollution sonore dont il est question ici concerne les bruits dus au ronflement des moteurs.

Ces bruits sont dus aux vibrations des composants mécaniques et de transmission, aux bruits de bouche à la tubulure d'échappement.

A Madagascar, il n'existe pas encore d'organisme équipé de matériel de mesure de bruits, ou formé à la réalisation de mesure de niveau sonore dans l'environnement.

2-3-3-Effets de la pollution

Si on parle d'environnement, les polluants atmosphériques ralentissent la croissance des végétaux.

Ensuite, au niveau socio-économique, cette pollution peut provoquer des effets toxicologiques à savoir:

- La mauvaise oxygénation du sang
- Le trouble de somnolence
- La diminution des réflexes
- L'asthme



- Les bronchites, les affections cardio-vasculaires
- Le saturnisme (empoisonnement dû au plomb)
- L'irritation des yeux et cancer pulmonaire.

En plus, la pollution atmosphérique entraîne l'accroissement de l'effet de serre comme l'acidification de l'atmosphère, l'eutrophisation des eaux, la destruction de l'ozone stratosphérique, la toxicité humaine et l'écotoxicité aquatique et terrestre.

Concernant les bruits, ils se répercutent sur la santé des utilisateurs. On a enregistré des cas de troubles auditifs et surtout des maux de tête.

On a également constaté que ces bruits entraînent des nuisances acoustiques. Ce qui favorise la fatigue, le stress voire les maladies dépressives.

2-4-Pollution produite par les moteurs à huile de Jatropha Curcas

2-4-1-Pollution atmosphérique

On sait que les éléments combustibles constitutifs de cette huile sont:

- Le carbone C
- L'hydrogène H
- Le soufre S
- L'oxygène O

Ces éléments sont susceptibles de brûler en présence de l'oxygène comburant de l'air. La combustion de carbone aboutit à la formation d'anhydride carbonique CO_2 , et éventuellement d'un peu d'oxyde de carbone CO. Ces deux gaz sont responsables de fumée noire et les particules de suies, notamment à la suite de manque d'oxygène brûlé et la présence des taux de glycérides contenues dans le liquide.

Il n'en est pas ainsi pour la combustion de soufre, qui donne lieu à la formation d'anhydride sulfureux SO_2 ; par ailleurs une partie de ce SO_2 s'oxyde pour former de l'anhydride sulfurique SO_3 , lequel réagit sur la vapeur d'eau des gaz de combustion pour se transformer en acide sulfurique H_2SO_4 (partiellement ou totalement).

Ses composés soufrés présentent des inconvénients car se sont des produits nocifs quand leur concentration dans l'air dépasse certains seuils et l'acide sulfurique tend à mettre des dépôts lorsqu'il atteint une certaine température dite "point de rosée acide" et aussi la corrosion du métal.



2-4-2-Les odeurs

Pour le moteur alimenté avec cette huile, les gaz à la sortie de l'échappement sont peu remarquables, du fait que leurs odeurs aromatisés qui sont dus à la présence des composés sulfureux et des hydrocarbures aromatiques. Cette odeur peut entraîner un effet gênant de la respiration envers ce qui fait le travail de maintenance de ce moteur.

2-4-3-Les bruits

Le bruit de ce moteur est rendu plus intense pour l'alimentation en mélange (gazole et huile de Jatropha). Par contre ce bruit diminue à l'alimentation en huile seule. Même si c'était le cas ce bruit apporte un impact grave tant sur l'individu lui-même que sur son entourage. Il rend les gens stressés notamment à ceux qui habitent auprès de certaines installations industrielles. De même un bruit excessif pourrait entraîner la surdité et tumeur de cerveau.

2-4-4-Les vibrations

L'effet de la vibration sur un employé ne peut pas être négligé, en cas d'excès de celle là, elle peut entraîner le déséquilibre physique et psychologique comme le tremblement ainsi que la perte de la mémoire à l'âge de vieillesse.

2-4-5-Autres effets

La préparation de cette huile nécessite une grande précaution, car elle est un produit non comestible. Deux gouttes ont un effet purgatif, particulièrement aux enfants une faible dose ne peut qu'entraîner des diarrhées, le vomissement, tandis qu'une forte dose pourrait mener à l'inconscience ainsi que la mort.

L'effet des hydrocarbures imbrûlés au cours d'une combustion incomplète est dangereux pour la santé. Il s'agit d'un effet toxique total qui est à l'origine de la maladie cancéreuse et celle de la respiration.



2-5-Etude comparative

2-5-1-Pollution atmosphérique

Nous allons comparer les émissions du moteur au diesel conventionnel avec celui du moteur fonctionnant à l'huile de Jatropha.

On sait que toute combustion produit inévitablement du CO₂ et du NO_x, principales causes de l'effet de serre. Par contre, il est vrai que ces émissions peuvent être moindres, tout autant que le CO et les hydrocarbures imbrûlés HC pour le moteur fonctionnant à l'huile.

La **différence fondamentale** entre l'huile de Jatropha et le gazole est que, lors de sa combustion, le gazole crée une accumulation de CO₂, tandis que la quasi-totalité du CO₂, dégagé lors de la combustion de l'huile, n'est autre que celui que la plante a prélevé dans l'atmosphère au cours de sa période de végétation et qui est donc quasi totalement recyclé. Ceci confère à l'huile de Jatropha un énorme avantage par rapport au gazole. Mais soyons honnête, n'oublions pas que dans la phase de production de l'huile de Jatropha, il y a dépense d'énergie. Malgré celle-ci, l'huile de Jatropha en général, **réduit** le dégagement de CO₂ de plus de **60%** par rapport au gazole.

Un autre gros problème, posé par le gazole, est sa teneur en **soufre**. Alors qu'une forte réduction des composés soufrés (SO₂) est constaté chez l'huile de Jatropha, 10 fois moins selon Jacques LAMBERT. Le gazole émet 0,16 à 0,25 de composés soufrés par litre.

Une fois de plus, ceci donne un autre avantage à l'emploi d'huiles végétales comme carburants.

Par ailleurs, nous pouvons affirmer que le niveau d'émission probable des polluants à l'échappement, à savoir le monoxyde de carbone **CO**, les oxydes d'azote **NO_x**, et les hydrocarbures imbrûlés **HC**, lors de l'utilisation de l'huile de Jatropha est du **même ordre de grandeur** que celui imputable à l'usage de gazole.

Voyons à l'aide tableau suivant quelles sont ces valeurs pour le gazole et le Jatropha Curcas

	CO (ppm)	HC (ppm)	NO _x (ppm)
Gazole	655	253	1270
Jatropha Curcas	601	231	1280

(Figure: (5.13), CIRAD; Composition of exhaust gases measured in the modified 1D80 Hatz direct-injection engine. (Full load - torque 36 Nm at 1800 rpm))

2-5-2-Les bruits

- Lorsque le moteur fonctionne à l'huile de Jatropha raffinée on constate qu'il fait moins de bruit par rapport au gazole.



2-5-3-Les vibrations

Le moteur fonctionnant à l'huile de Jatropha vibre par rapport au moteur alimenté au gazole

2-5-4-Les Impacts divers

- L'huile de Jatropha est comestible. Son utilisation permet d'éviter l'explosion à l'inhalation de vapeurs toxiques émanant des carburants pétroliers au moment du remplissage des citernes et des réservoirs.
- Réduction des risques liés à la production et au transport. L'huile de Jatropha est biodégradable. Sa production, son transport et son stockage ne présentent aucun risque majeur.

Rien de comparable avec les marées noires, la pollution occasionnée sur les sites d'exploitation et les risques d'accidents perpétuellement encourus lors du raffinage et du transport des produits pétroliers.

- Réduction de la consommation d'oxygène

La combustion de l'huile est moins gourmande en oxygène que le gazole.

On estime que 1kg de gazole consomme 2,26kg d'O₂ alors que 1kg d'huile en consomme seulement 1,9kg.

2-6-Mesures d'atténuations des effets néfastes

2-6-1-Pollution atmosphérique

Pour le gazole, trois types d'efforts visant à réduire la pollution sont proposés:

- La conception des moteurs

Les moteurs à injection directe de nouvelle génération (HDI Common Rail) sont conçus pour réduire ses émissions.

L'utilisation de micro filtre à huile en dérivation permet de réduire la pollution des gaz d'échappement et d'espacer les vidanges tous les 100 000 kms.

- Les pots catalytiques

Ils concernent principalement les véhicules à essence. Pour les véhicules Diesel, on parle d'épurateur ou filtre catalytique qui permettent de piéger une partie des émissions particulaires, des hydrocarbures imbrûlés (HC) et du monoxyde de carbone (CO). L'émission d'oxydes d'azote (NO_x) peut être réduite par l'utilisation des pots catalytiques d'oxydation. Les pots catalytiques



ne permettraient pas de réduire l'émission des composés volatils (COV) tels que le benzène ou les aldéhydes.

D'une manière générale, l'efficacité de ces équipements est conditionnée par une faible teneur en soufre des carburants;

La présence d'oxygène dans l'huile végétale a pour résultat d'augmenter le rendement des convertisseurs catalytiques.

- La composition des carburants

Le gazole contient 500ppm (partie par million) de soufre, en 1999; en 2000 il ne devait plus en contenir que 350. La réduction de soufre dans le gazole contribue à la dépollution de l'atmosphère.

Concernant les fumées émises par ce moteur, deux solutions peuvent être appliquées:

- La première tend à diminuer la fumée noire par l'intermédiaire d'une réaction de transestérification de cette huile, dans laquelle on élimine les glycérides.
- La seconde consiste à admettre les précautions exigées par la loi en vigueur lors du contrôle antipollution. Pour cela la teneur des composés soufrés sera inférieure à 0,3% (0,13% pour le Jatropha).

De même la teneur moyenne des gaz pendant l'heure de travail journalière ne devrait pas dépasser les limites volumiques autorisées ci après

2 ppm pour le dioxyde de soufre (SO₂)
50 ppm pour l'oxyde de carbone (CO)
5 ppm pour le dioxyde d'azote (NO₂)

De même les constituants des gaz dangereux évacués doivent respecter les proportions normalisées.

2-6-2-Bruits

-L'unité de production utilisant ce moteur doit s'écarter des zones très peuplées de la ville

-Pour abaisser d'autant que faire se peut ce bruit, on peut prévoir des filtres à air avec amortisseur de sifflement et chambre d'insonorisation, ainsi qu'on peut utiliser le sifflement et chambre d'insonorisation, ainsi qu'on peut utiliser le silencieux, on augmente le trajet que les gaz de l'échappement doivent parcourir avant leur sortie dans l'atmosphère.

-Au niveau combustible d'alimentation, on doit suivre régulièrement les conditions préalablement des traitements de l'huile.



2-6-3-Vibration

Afin de minimiser les dégâts éventuels causés par la vibration, l'installation de ce moteur nécessite un système d'amortissement régulier.

Il y a ainsi des normes à respecter concernant l'intensité de bruit et de vibration que l'on ne doit pas dépasser:

- 65 dB à proximité des industries lourdes
- 50 dB dans le centre ville
- 40 dB aux alentours des hôpitaux.

2-7-Conclusion

En résumé, l'utilisation de l'huile de Jatropha comme carburant, apporte en général une diminution des émissions des gaz d'échappement par rapport au gazole. En effet, la quantité de CO₂ rejeté est plus ou moins la même quantité que la plante a absorbé durant sa croissance. L'huile de Jatropha ne contient que très peu de soufre. Les émissions du CO, NO_x 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 est moins polluante.



Conclusion générale

Cette étude de comparaison a permis aux utilisateurs concernés de faciliter le choix fait au moteur SHUHE alimenté au gazole et alimenté à l'huile de jatropha Curcas. Ce choix a été établi à partir des caractéristiques physico-chimiques du carburant utilisé, de l'étude faite au niveau de fonctionnement du cycle, aux performances et aspects technologiques des deux moteurs.

Ce travail présente dans la première et deuxième partie les caractéristiques de l'huile de jatropha Curcas, celles du gazole, quelques notions sur le moteur thermique et les paramètres thermodynamiques et techniques du moteur SHUHE.

On trouve à la troisième partie les résultats des essais qu'on a faits avec le moteur SHUHE et d'autre moteur. Ces résultats nous permettent d'affirmer que la consommation effective du moteur alimenté à l'huile de jatropha est supérieure à celle du gazole. Par contre sa puissance effective et couple sont un peu élevés par rapport à ceux du moteur alimenté au gazole. On a vu aussi dans ce résultat que si on utilise un biodiesel la consommation entre les deux moteurs est presque égale. Le comportement des pièces mécaniques du moteur ne présente aucune différence à celui observé dans un moteur fonctionnant au gazole. Sur les autres moteurs, notamment pour les véhicules, on peut utiliser indifféremment le biodiesel (EEP) ou l'huile brute.

Enfin dans la quatrième partie nous avons vu que la production de l'huile de jatropha en ce moment ne suffit pas pour couvrir notre importation de gazole. D'après notre calcul économique la puissance développée par l'huile est supérieure à celle du gazole. L'étude des impacts environnementaux nous permet de dire qu'utiliser le jatropha contribue à la protection de l'environnement :

-Le CO₂ produit par la combustion a été déjà consommée par la plante lors de la photosynthèse des graines, donc ne contribue pas à l'augmentation de sa quantité dans l'atmosphère.

- Les plantations de jatropha contribuent à la préservation de l'écosystème
- Le biodiesel est un produit biodégradable, ce qui n'est pas le cas pour le gazole de pétrole
- Comme le jatropha pousse bien à Madagascar, on pourrait penser à diminuer les importations en hydrocarbures.



Conclusion générale

- Le jatropha étant cultivable, on pourrait prédire une amélioration des conditions de vie des paysans et de la population rurale.



BIBLIOGRAPHIE

- [1] RASOLOFOARINDRIAKA Allain., Cours quatrième année.
- [2] RANARIJAONA Jean Désiré, Cours troisième année.
- [3] M. Bailly, Thermodynamique Technique
- [4] Jean Claude Guibet, « Carburant et la combustion ».
- [5] RANDRIAFAMATANANTSOA Misaharinome Loyola Mémoire d'ingénieur mécanique productique, « conception et réalisation d'un brûleur à Jatropha Curcas »
- [6] ANDRIAMIHARISOA Rinasata, « Essai mécanique et énergétique d'un moteur Diesel alimenté à huile de Jatropha Curcas ».
- [7] RABEMANJAKASOA Jean d'Orlean, « Projet de développement par valorisation du Jatropha Curcas dans la commune d'Ankaranana ».
- [8] M.DESBOIS, « Le moteur Diesel ».
- [9] STERN R., « Les huiles Végétales et leurs Dérivés ».
- [10] BAMEX (Rapport de L'ARTICOM), « Utilisation de l'huile de Jatropha Curcas »
- [11] Philippe Arquès, « Conception et construction des moteurs alternatifs ».
- [12] Décret MECIE (Mise En Compatibilité des Investissements avec l'Environnement).

Site web :

1. <http://www.jatropha.de> : Manuel de Jatropha, fiche technique.
2. <http://www.ademe.fr> : Site de l'ADEME, agence publique chargée notamment de promouvoir les énergies renouvelables.
3. <http://www.jatropha.Org>: TAKEDA, Y. Development Study on Jatropha Curcas Oil as a Substitute for Diesel Engine Oil Thailand. ELSBET, L. Versuchsbericht über die Erprobung von Purgiernuböl im Elko 1,4L Direkteinspritz-Dieselmotor, Hilpolstein.
4. <http://www.ifp.fr>



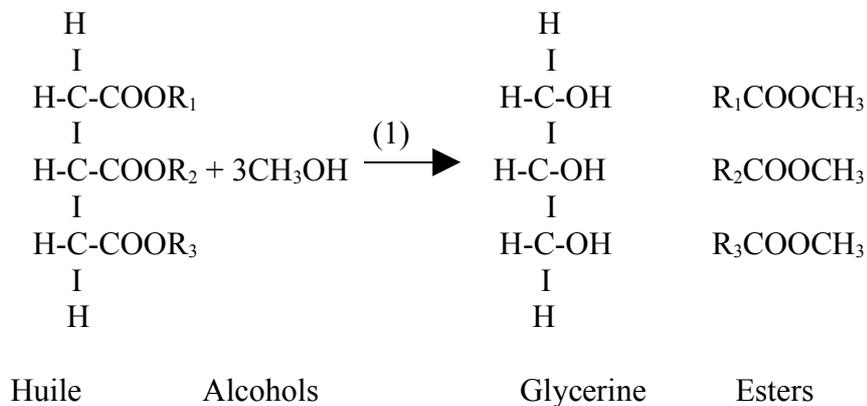
ANNEXES

- ANNEXE I -

PREPARATION DU BIODIESEL : LA TRANSESTERIFICATION

1-Réaction chimique

La transestérification consiste à faire agir un alcool léger (méthanol ou éthanol) sur une huile en présence d'un catalyseur acide ou basique. Au cours de la réaction, 3 molécules d'alcool s'échangent contre une molécule de glycérol. Ce glycérol ou glycérine se sépare du reste de la molécule des acides gras qui se transforme en esters d'huile de l'alcool utilisé selon la réaction suivante :



(1) = Catalyseur

Fig. 2: Reaction de transestérification

2-Matériels et méthodes

Pour l'alcool, nous avons utilisé l'éthanol du commerce titré à 95°, comme catalyseur, la soude caustique est utilisée. Le choix est en quelque sorte dictée par la disponibilité locale de ces deux produits.

Les autres conditions de manipulation sont les suivantes :

- température de travail : 30°C
- volume de la cuve de traitement : 20 litres
- volume traité par opération : 10 litres
- rotation de l'arbre : 900 rpm
- séparation des produits par décantation
- excès d'alcool : 60%
- catalyseur : 1.5%

le traitement du produit consiste à : laver à l'eau claire l'ester obtenu pour enlever les excès d'alcool et de catalyseur. Un chauffage ultérieur permet de bien « sécher » le produit



Photo 1 : matériel pour l'estérification de l'huile : cuve en inox de 20 litres, arbre tournant à 900 rpm, mélangeur tripales



photo 2 : séparation du biodiesel et de la glycérine

- ANNEXE II -

STRUCTURE DE PRIX DU GAZOLE A MADAGASCAR

Rubrique		55,00	60,00	65,00	70,00	75,00	80,00	USD/T
Prix à la tonne du Baril de brut (USD)								
1 USD (moyen) =		2 000,00	2 000,00	2 000,00	2 000,00	2 000,00	2 000,00	Ar
Nombre de barils par tonne		7,2	7,2	7,2	7,2	7,2	7,2	
Litres par baril de brut		158,99	158,99	158,99	158,99	158,99	158,99	
Litres par tonne de pétrole brut		1 144,71	1 144,71	1 144,71	1 144,71	1 144,71	1 144,71	
Prix au litre du Brut (USD)		0,05	0,05	0,06	0,06	0,07	0,07	
Prix au litre du Brut (Ar)		96,09	104,83	113,57	122,30	131,04	139,77	
Coefficient prix CAF Gazole import / prix pétrole brut		10,0123653	10,0123653	10,0123653	10,0123653	10,0123653	10,0123653	
Prix au litre importé Ar		962,13	1049,60	1137,07	1224,53	1312,00	1399,47	
Densité Gazole et huile brute biodiesel		0,845	0,845	0,845	0,845	0,845	0,845	kg par litre
Litre par tonne		1 183,43	1 183,43	1 183,43	1 183,43	1 183,43	1 183,43	litre
Prix à la tonne Ar (non dédouané)		1 138 619,33	1 242 130,18	1 345 641,03	1 449 151,87	1 552 662,72	1 656 173,57	
Prix d'achat de l'huile brute (Biodiesel)								USD/T
Raffinage (Biodiesel)								USD/T
Prix à la tonne (non dédouané)		569,31	621,07	672,82	724,58	776,33	828,09	USD/T
<i>Redevance sur les Hydrocarbures</i>								USD/T
<i>Droits et taxes à l'importation</i>								
Prix à la tonne (non dédouané)		569,31	621,07	672,82	724,58	776,33	828,09	USD/T
DTD 1%		5,69	6,21	6,73	7,25	7,76	8,28	USD/T
TSI 2%		11,39	12,42	13,46	14,49	15,53	16,56	USD/T
TPP 43 Ar/litre		25,44	25,44	25,44	25,44	25,44	25,44	USD/T
Sous total avant TVA import		611,83	665,14	718,45	771,76	825,07	878,37	USD/T
TVA à l'achat 18%		110,13	119,73	129,32	138,92	148,51	158,11	USD/T
Prix à la tonne (dédouané)		721,96	784,87	847,77	910,67	973,58	1 036,48	
<i>Taxes et redevances après dédouanement</i>								
OMH 3,80 Ar/litre		2,25	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25	USD/T
FER 54,00 Ar/litre		31,95	31,95	31,95	31,95	31,95	31,95	USD/T
RE 1,00 Ar/litre		0,59	0,59	0,59	0,59	0,59	0,59	USD/T
TVA à la vente 18%		756,76	819,66	882,56	945,47	1 008,37	1 071,27	USD/T
TVA à l'achat (déduction)		163,05	177,88	192,70	207,52	222,34	237,17	USD/T
Prix à la tonne TTC		809,68	877,81	945,94	1 014,07	1 082,20	1 150,33	USD/T
Prix au litre TTC USD		0,68	0,74	0,80	0,86	0,91	0,97	USD/litre
Prix au litre TTC Ar		1 368,36	1 483,50	1 598,64	1 713,78	1 828,92	1 944,06	Ar/litre
Prix à la pompe GO		1 806,44	1 970,67	2 134,89	2 299,11	2 463,33	2 627,56	Ar/litre
Rapport prix à la pompe GO / prix TTC		1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,4 fois	

- ANNEXE III -

**ETUDE COMPARATIVE ENTRE LA CARACTERISTIQUE DU GAZOLE ET
QUELQUE HUILE VEGETALE**

Tableau comparatif Caractéristique	DIESEL			COLZA		PALME	JATROPHA
	Unités	Qualité requise Min Max		Propriété Naturelle EMC		Propriété (raffinée)	Propriété
PCI massique	kJ/kg	42 500		37 400	37 700	35 600	39 600-41
PCI volumique	kJ/dm ³	36 000		34 300	33 200	32 100	800
Masse volumique à 15°	kg/m ³	820	845	916 à (20°C)	880 à (20°C)	900-920	910-920
Stabilité à l'oxydation	g/m ³	-	25	-	-	-	-
Indice de cétane « mesuré »	-	51,0	-	32 à 36	49-51	50	51,0
Indice de cétane « calculé »	-	46,0				(38-40)	
Pouvoir lubrifiant diamètre de marque d'usure corrigé à 60°C	µm	-	460				
Viscosité à 40°C	mm ² /s	2,00	4,50	+/-35	3,5-5	40	77 (à 20°C)
Corrosivité, essai à la lame de cuivre, (3h à 50°C)	Classe		Classe1		Classe1		
Point d'éclair	°C	>55(9 0)	-	325	120	280-300	110-240
Teneur en soufre Diesel Diesel -50S	% mg/kg	- -	1,0-1,2 350 50	<0,01	<10		0,13
Teneur en hydrocarbure de type : -Aromatiques polycycliques	% (m/m)	-	11				
Teneur en cendre	% (m/m)	-	0,01	0,079	0,02	<0,001	
Teneur en eau	mg/kg	-	200		500	<500	
Teneur en phosphate	mg/kg				10		
Contamination totale	mg/kg	-	24		24		
Distillation							
- % (v/v) condensé à 250 °C	% (v/v)	-	<65				
- % (v/v) condensé à 350 °C	% (v/v)	85	-				
- Point 95% (v/v) condensé à	°C	-	360				
Résidu de carbone (sur le résidu 10% de distillation)	% (m/m)	-	0,30		0,30	0,22	
Température limite de filtrabilité	°C					35 (solidifier)	2 (solidifier)
- Période d'été : classe B de mars à novembre compris			0				
- Période d'hiver : classe F décembre, janvier et février			-15				



- ANNEXE IV -

PROPERTIES OF JATROPHA CURCAS OIL

Soap making:

Acid value	3 - 38	low acid value occurs using chemical extraction
Saponification value	185 - 210	
Iodine value	95 - 110	Münch/Kiefer: Die Purgiernuss, University of Hohenheim, Germany, Febr. 1986, p. 128 (86.2-1)

Fatty acids:

Myristin	< 1,4 %
Palmitin	10 - 17 %
Stearin	5 - 10 %
Oil	36 - 64
Linol	18 - 45

Münch/Kiefer: Die Purgiernuss, University of Hohenheim, Germany, Febr. 1986, p. XII (86.2-1)

C_{16}	C_{18}	$d^9 - C_{18}$	$d^{6,9} - C_{18}$
15,8	6,1	36,8	39,5

Stern, R. et al., 1983. Les Huiles Végétales et leurs Dérivés - Carburant de Substitution. Rev. de l'Institut Français du Pétrole, 1, 1/2, S. 121 - 136

Jatropha oil as fuel: ([Analysis of Jatropha oil by Satish Lele](#))

Density (g/cm ³)	0,92
Ignition point (°C)	340
Solidification point (°C)	-5
Kin. viscosity (10 ⁻⁶ m ² /s)	75,7
Iodine value	13
Saponification value	198
Cetan number	23/51
Heating value (MJ/kg)	39,628

Münch/Kiefer: Die Purgiernuss, University of Hohenheim, Germany, Febr. 1986, p. 167 (86.2-1)



- ANNEXE V -

JATROPHA CURCAS L (Chemical analysis of Jatropha oil)

	Type Cap Verde	Type Nicaragua	Type Mali
FFA	0,03 %	0,18 %	3,69 %
Colour (5 1/4"	17 yellow;	14 yellow;	
Lovibond	1, red	1,4 red	
Viscosity @ 100 °F	38,8 CST	37 CST	
Saponification number	195,5	193,6	192
Iodine number	94,9	105,2	96
POZ			3,95
Unverseifbares			0,91
Brechungsindex (20)			1,471
Dichte (20 °C)			0,961
Fatty Acid Profile in %			
Myristic	0,06	0,13	
Pentadecanoic	Trace	0,02	
Palmitic	14,6	3,45	15,6
Palmitoleic	0,85	0,72	0,9
Margaric	0,09	0,09	
Margaroleic	0,05	0,05	
Stearic	7,15	7,46	6,7
Oleic	46,27	34,3	42,6
Linoleic	30,80	43,12	33,9
Linolenic	0,20	0,20	0,2
Arachidic	0,21	0,21	0,2
Gadoleic	0,08	0,09	
Behenic	0,07	0,04	
Lignoceric	0,06	0,05	
Nurvonic	0,05	0,05	
	Analysis by Thionville Laboratories Inc, New Orleans, USA, 1993, for Biomass Project, Managua, Nicaragua		Analysis by Henry Lamotte GmbH, Bremen, in 1996,

- ANNEXE VI -

DIFFERENTES PROPRIETES D'HUILES VEGETALES



	Density 20°C	Viiscosity 20°C(Cst)	Pour pt (°C)	Cloud pt (°C)	Flash pt (°C)	Conradson (% on total)	Cetane Number	LCV (Mj/Kg)
Diesel fuel	0.830	6	-18	-9	70	0.01	50	43.8
Coprah	0.915	30	23-26	28	230	/	40-42	37.1
Palm	0.915	60	23-40	31	280	0.42	38-40	36.9
Jatropha	0.920	77	-3	2	236	0.47	23-41	38
Sunflower	0.925	58	-16	-5	316	0.35	29-37	37.7

(CIRAD; Physical and fuel characteristics of vegetable oils and rape methyl ester (RME))

- ANNEXE VII -

CARACTERISTIQUE DU MOTEUR HATZ

Caractéristiques générales		1D60	1D81
Nombres de cylindres		1	1
Alésage x course	mm	88 x 85	100 x 85
	inches	3.46 x 3.35	3.94 x 3.35
Cylindrée	l	0,517	0,667
	cu.in.	31.55	40.7
Vitesse moyenne du piston à 3000 t/mn	m/s	8,5	8,5
	t/mn	1673	1673
Taux de compression		18	18
Consommation d'huile en pleine charge		Max 1% de consommation	Max 1% de consommation
Capacité d'huile max/min	l	1,7/0,8	1,7/0,8
	US qts	1.8/0.85	1.8/0.85
Réglage du régime	ralenti	Env. 800t/mn	Env. 800t/mn
	statisme	Env. 5% à 3000t/mn	Env. 5% à 3000t/mn

- ANNEXE VIII -

Evolution des prix affichés à la pompe des produits pétroliers 2004-2007

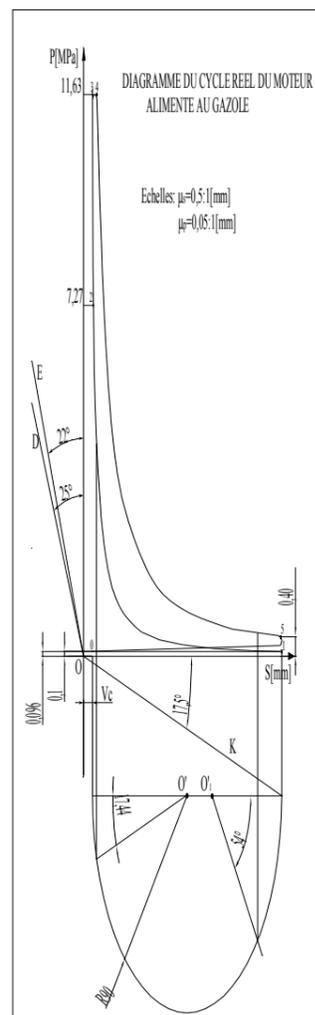


	Date	Pétrole lampant	Gazole
2004	01 Janv	548	744
	01 Fév	570	788
	25 Mars	648	896
	03 Mai	690	982
	16 Mai	740	1070
	06 Juin	740	1280
	27 Juillet	890	1354
	28 Oct	1055	1545
	22 Déc	1020	1478
2005	11 Avr	1230	1596
	24 Juillet	1340	1730
	28 Sept	1410	1720
	24 Oct	1530	1830
	29 Nov	1420	1720
	27 Déc	1390	1670
2006	26 Janv	1440	1740
	27 Fév	1540	1890
	03 Avr	1580	1990
	06 Mai	1650	2130
	13 Juin	1680	2130
	10 Juillet	1720	2230
	08 Août	1720	2230
	19 sept	1712	2160
	01 Oct	1712	2160
	24 Oct	1653	2104
	28 Oct	1650	2100
	12 Nov	1580	2080
	03 Déc	1550	1990
2007	14 Janvier	1510	1930



- ANNEXE IX -

CYCLE REEL DU MOTEUR ALIMENTÉ AU GAZOLE

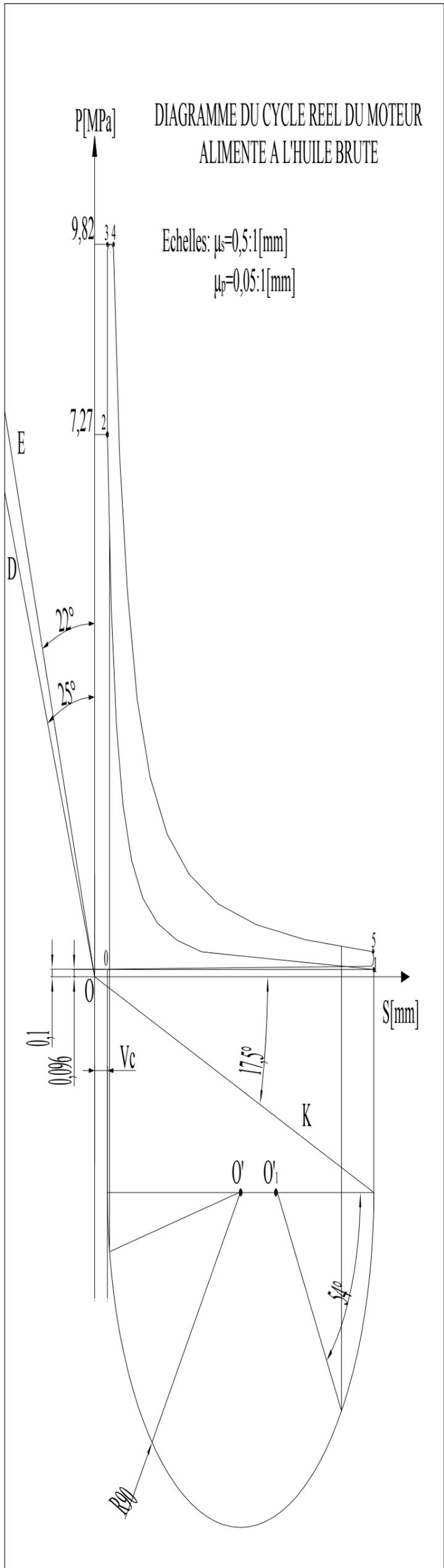




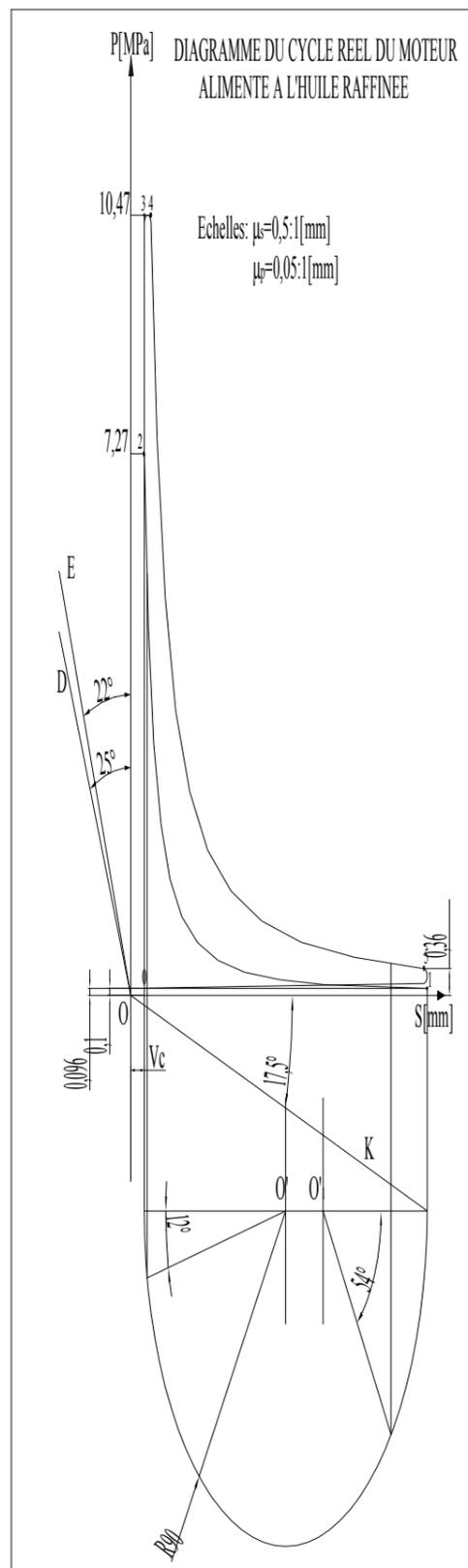


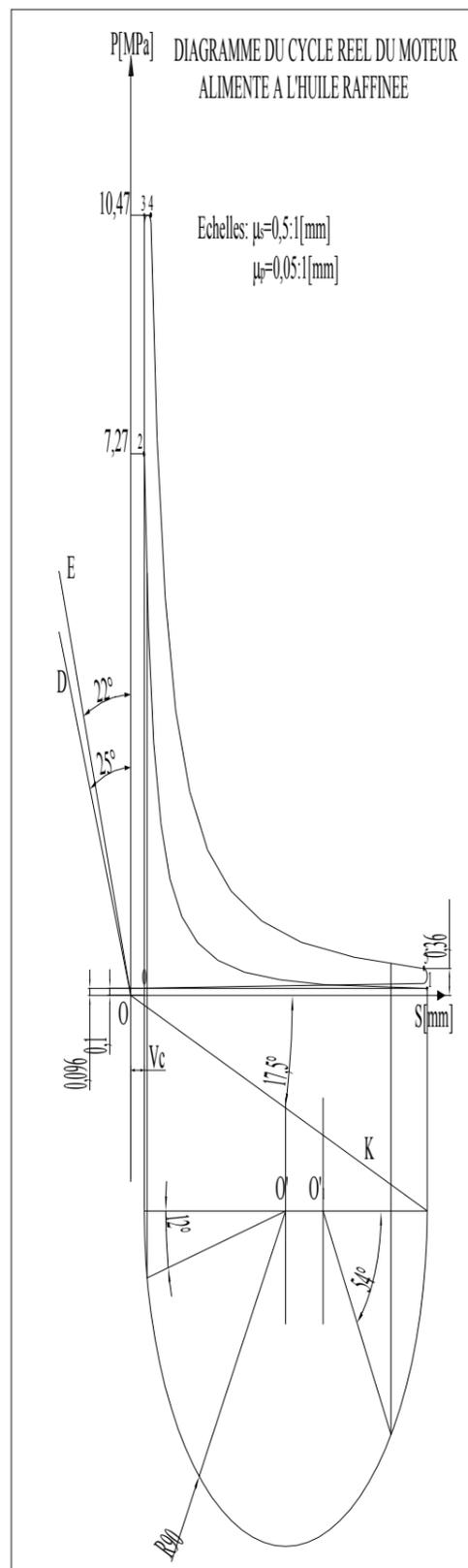
- ANNEXE X -

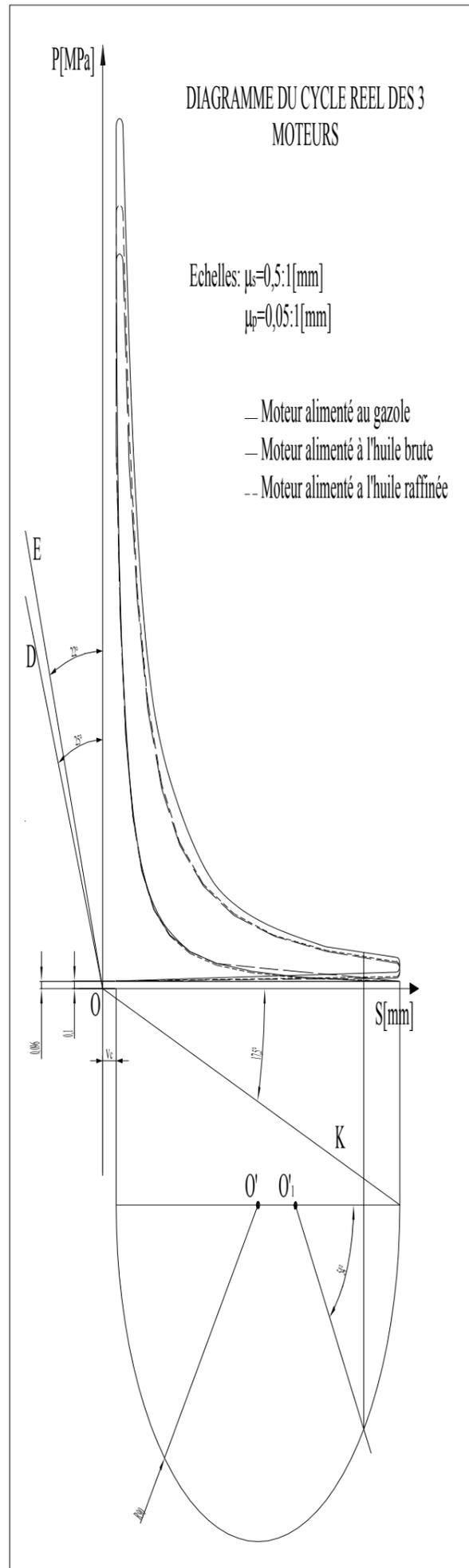
CYCLE REEL DU MOTEUR ALIMENTE A L'HUILE BRUTE













CYCLE REEL DES TROIS MOTEURS

Nom de l'auteur : ANDRIATOMBOTIANA

Prénoms: Hajarimanana Dinaarilala

Adresse: Lot 111A Antanetibe Itaosy Antananarivo 101

Téléphone : 033 14 452 21

Titre de mémoire : **ETUDE COMPARATIVE D'UN MOTEUR DIESEL ET D'UN MOTEUR A HUILE DE JATROPHA CURCAS**

Nombre de pages : 97

Nombre de Figures : 36

Nombre de Tableaux : 33

RESUME

Ce travail a été réalisé afin d'effectuer une étude comparative d'un moteur diesel et d'un moteur à huile de Jatropha Curcas. Le choix est obtenu à partir des caractéristiques physico-chimiques du carburant utilisé : performances, cycles thermodynamiques et aspects technologiques.

D'après les essais qu'on a fait pour le moteur chinois SHUHE la consommation spécifique de l'huile de Jatropha est de 7% à 20% supérieure à celle du gazole, cela se produit à cause de la fluidité insuffisante de l'huile de Jatropha. Le moteur fonctionnant au gazole développe 98,91% de la puissance que ce même moteur développerait avec l'huile de Jatropha.

Après une évaluation économique simplifiée, on gagne environ 930 Ariary par litre lorsqu'on utilise l'huile. Pour le moteur d'essais avec une durée de vie espéré 8000 heures on a économisés 12 152 000 Ariary sur la durée de vie. On a aussi étudié les impacts environnementaux et on peut conclure que nous avons tout à gagner en utilisant l'huile comme carburant.

ABSTRACT

This work was carried out in order to carry out a comparative study of a diesel engine and an engine with oil of Jatropha Curcas. The choice is obtained starting from the physicochemical characteristics of the fuel used: thermodynamic performances, cycles and technological aspects.

According to the tests which one carried out for Chinese engine SHUHE the specific consumption of the oil of Jatropha is 7% to 20% higher than that of the gas oil, that occurs because of the insufficient fluidity of the oil of Jatropha. The engine running on the gas oil develops 98,91% of the power that this same engine would develop with the oil of Jatropha.

After a simplified economic evaluation, one gains approximately 930 Ariary per liter when oil is used. For the engine of tests with one lifespan hoped for 8000 hours one saved 12 152 000 Ariary over the lifespan. The environmental impacts were also studied and one can conclude that we have to gain while using oil like fuel.

Rubrique : **GENIE INDUSTRIEL**

Mots clés : Consommation, Puissance, Couple, Huile de Jatropha Curcas, Gazole, Huile brute, Huile raffinée, Biodiesel, Paramètre thermodynamique.