



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة الشهيد الشيخ العربي التبسي - تبسة

Université Echahid Echikh Larbi Tébessi – Tébessa –

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie Mécanique



MEMOIRE

pour l'obtention du **diplôme de Master Académique**

Spécialité : Energétique

Intitulé

**Etude paramétrique sur les performances
d'un moteur à combustion interne à quatre
temps**

Présenté par :

M^{lle} HAOUAM Rania

Devant le jury :

Président :	LAOUAR Roudouane	MCA
Encadreur :	BOUAFFANE Abdelkrim	MCB
Examineur :	BOUZENNADA Tarek	MAB

Promotion : 2023/2024

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



DEDICACE

Je dédie ce modeste travail

Au meilleur des pères et à ma très chère maman qu'ils trouvent en moi la source de leur fierté qui ne cessent de me donner avec amour le nécessaire pour que je puisse arriver à ce que je suis aujourd'hui.

Que dieu les protège et que la réussite soit toujours à ma portée pour que je puisse vous combler de bonheur.

À mes frères Baha Eddine et Nedjm Eddine

À toute ma famille

Et A toutes mes amies, et surtout Bassma, Amina et Fairouz

À tous ceux qui me sont chers, aux personnes qui m'ont aidé et encouragé de près ou de loin, qui étaient toujours à mes côtés et qui m'ont accompagné durant mon chemin d'études

Merçi

REMERCIEMENTS

Avant tout je remercie Allah le tout puissant de m'avoir donné la force et la volonté pour accomplir ce travail Je tiens à exprimer mes plus vifs remerciements et ma gratitude particulièrement à monsieur **BOUAFFANE Abdelkrim**, pour l'encadrement de ce mémoire de master, pour son aide très précieuse et ses conseils qui m'ont permis de présenter ce travail.

Un vif remerciement est dédié à tous les membres de génie mécanique. Je voudrais remercier tous les enseignants et enseignantes que j'ai connus tout au long du cycle de mes études



Nomenclature

Symboles	Désignation	Unités
$C_{P_{air}}$	Chaleur spécifique d'air à pression constant	[J/kg.K]
$C_{P_{car}}$	Chaleur spécifique de carburant à pression constant	[J/kg.K]
$C_{P_{gb}}$	Chaleur spécifique à pression constant des gaz brulés	[J/kg.K]
C_{V_a}	Chaleur spécifique d'air à volume constant	[J/kg.K]
C_{V_c}	Chaleur spécifique de carburant à volume constant	[J/kg.K]
C_{g_b}	Chaleur spécifique à volume constant des gaz brulés	[J/kg.K]
r	Constante des gazes parfaits	[J/mol.K]
R	Constante spécifique du gaz parfait	[J/Kg.K]
M	Masse molaire	[kg/mole]
n	Nombre de mole	[mole]
n_T	Nombre de mole totale	[mole]
\dot{m}_{air}	Débite massique d'air	[Kg/s]
\dot{m}_{car}	Débite massique de carburant	[Kg/s]
$\dot{m}_{mélange}$	Débite massique de mélange	[Kg/s]
PCI	Pouvoir calorifique du carburant	[J/Kg]
W_c	Le travail spécifique de compression	[J]
W_d	Le travail spécifique de détente	[J]
X_n	Fraction molaire	[-]
X_m	Fraction massique	[-]
ε	taux de compression	[-]
λ	Coefficient excès d'air	[-]
f_r	Dosage reel	[-]
f_{st}	Dosage stoechiométrique	[-]
\dot{Q}_{23}	Puissance de combustion	[J/S]
\dot{Q}_{41}	Puissance reçus	[J/S]
η_{th}	Rendement thermique	[-]

T	Température	[K]
P	Pression	[pas]
V	Volume	[m ³]
D	L'alésage	[m]
L	La course	[m]
V _u	Cylindrée unitaire	[m ³]
V _t	Cylindrée totale	[m ³]
V _C	Volume de la chambre de combustion	[m ³]
η _i	Rendement indiqué	[-]
<i>w_{théo}</i>	Travail du cycle théorique	[J]
<i>w_i</i>	Travail indiqué par cycle	[J]
P _i	Puissance indiquée	[Watt]
N	Vitesse de rotation du moteur	[tr/min]
P _{mi}	La pression moyenne indiquée	[pas]
η _m	Rendement mécanique	[-]
η _{comb}	Rendement de combustion	[-]
η _{eff}	Rendement effective	[-]
<i>W_{eff}</i>	Travail effectif par cycle	[J]
P _{eff}	Puissance effective	[Watt]
C _{eff}	Couple moteur effectif	[N.m]
ω	Vitesse angulaire de rotation de l'arbre moteur	[rad/s]
P _{me}	Pression moyenne effective	[pas]
<i>P_{comb}</i>	Puissance de combustion	[watt]
CSE	La consommation spécifique effective	[g/kw.h]

Liste des Tableaux

Tableau (I.1): Avantages et inconvénients du moteur Diesel. [8].....	14
Tableau (I.2): Avantages et inconvénients du moteur Essence. [10].....	16
Tableau (I.3): Avantages et inconvénients du GPL. [12].....	17
Tableau (I.4): Comparaison entre un moteur à essence et un moteur Diesel. [13]	18
Tableau (II.1): Chaleur massique a pression constante de différents gaz parfaits.	28
Tableau (III.1): Comparaison entre les puissances effectives d'essence et GPL.....	37
Tableau (III.2): Comparaison entre les pressions moyennes effectives d'essence et GPL.....	38
Tableau (III.3): Comparaison entre les rendements thermique essence et GPL.	40
Tableau (III.4): Comparaison entre les rendements effectifs essence et GPL.	41
Tableau (III.5): Comparaison entre les consommations spécifiques effectives essence et GPL. .	42
Tableau (III.6): Comparaison entre les couples effectifs d'essence et GPL.	44
Tableau (III.7): Comparaison entre T3 d'essence et GPL.	45
Tableau (III.8): Effet de rapport volumétrique sur le rendement thermique.....	48
Tableau (III.9): Effet de rapport volumétrique sur le rendement effectif.	49
Tableau (III.10): Effet de rapport volumétrique sur la puissance effective.	50
Tableau (III.11): Effet de rapport volumétrique sur la température de combustion.	52

Liste des Figures

Figure (I.1): Classification des moteurs thermiques.	2
Figure (I.2): Moteur à combustion externe [1].....	2
Figure (I.3): Schéma descriptive de moteur a combustion interne.	3
Figure (I.4): Bloc-moteur. [2]	5
Figure (I.5): La chemise. [2]	5
Figure (I.6): Culasse. [3]	6
Figure (I.7): Joint de culasse. [3].....	6
Figure (I.8): Carter inférieur. [3].....	7
Figure (I.9): Cache culbuteur. [4].....	7
Figure (I.10): Culbuteurs. [4]	7
Figure (I.11): Les soupapes. [4]	8
Figure (I.12): Le piston. [4].....	8
Figure (I.13): La bielle. [5].....	9
Figure (I.14): Le vilebrequin. [5]	9
Figure (I.15): Volant moteur. [5]	10
Figure (I.16): Arbre à came. [5]	10
Figure (I.17): Courroie de distribution. [5]	11
Figure (I.18): Injecteur. [5]	11
Figure (I.19): Moteur à combustion interne. [2]	12
Figure (I.20): Fonctionnement d'un moteur 4 temps. [6]	13
Figure (I.21): Cycle théorique de Beau de Rochas diagramme (P-V). [9].....	17
Figure (I.22): Comparaison dans les quatre phases [Diesel VS Essence]. [14].....	18
Figure (II.1): Diagrammes (P-V) et (T-S) pour un cycle idéal de Beau de Rochas.....	22
Figure (II.2): Représentation de course et alésage. [17]	29
Figure (III.1): Organigramme de calcule des performances d'un moteur basé sur le cycle de Beau de Rochas.....	35
Figure (III.2): Effet de T1 sur la puissance effective.	36
Figure (III.3): Effet T1 sur la pression moyenne effective.	37
Figure (III.4): Effet T1 sur le rendement thermique.	39
Figure (III.5): Effet T1 sur le rendement effectif.	40

Figure (III.6): Effet de T1 sur la consommation spécifique effective.....	42
Figure (III.7): Effet de T1 sur le couple effectif.	43
Figure (III.8): Effet de T1 sur T3.	45
Figure (III.9): Effet de rapport volumétrique sur le rendement thermique.	47
Figure (III.10): Effet de rapport volumétrique sur le rendement effectif.....	47
Figure (III.11): Effet de rapport volumétrique sur le travail effectif.	48
Figure (III.12): Effet de rapport volumétrique sur la puissance effective.....	50
Figure (III.13): Effet de rapport volumétrique sur la température de combustion.....	51

Résumé

Dans ce mémoire, nous avons présenté une étude paramétrique sur les performances d'un moteur à combustion interne à quatre temps basé sur le cycle de Beau de Rochas alimenté par deux combustibles différents Essence et GPL. L'étude a été faite pour le cas de la combustion stochiometrique. Le calcul numérique a été assuré par un programme fortran permet de calculer les performances thermodynamiques et mécaniques du moteur. Afin d'améliorer le fonctionnement du moteur, nous avons étudié l'influence de la température d'admission et le rapport volumétrique sur : le rendement thermique, le rendement effectif, le couple effectif, la puissance effective et la température de combustion. En plus, une comparaison entre l'utilisation de l'essence et le GPL a été faite.

Mots clés : Moteur à essence, GPL, Rendement thermique, couple effectif

Abstract

In this thesis, we presented a parametric study on the performances of a four-stroke internal combustion engine based on the Beau de Rochas cycle powered by two different fuels: Gasoline and LPG. The study was carried out for the case of stoichiometric combustion. The numerical calculation of the thermodynamic and mechanical performances of the engine was carried out by a Fortran program. In order to improve the operation of the engine we studied the influence of the intake temperature and the volumetric ratio on: thermal efficiency, effective efficiency, effective torque, effective power and combustion temperature. In addition, a comparison between the use of gasoline and LPG on the performances of the engine was made.

Keywords: Gasoline engine, LPG, Thermal efficiency, effective torque

ملخص

قدمنا في هذه الأطروحة بدراسة أداء محرك احتراق داخلي رباعي الأشواط يعتمد على دورة Beau de Rochas تعمل بوقودين مختلفين البنزين وغاز البترول المسال. أجريت الدراسة في حالة الاحتراق التام. تم إجراء الحساب الرقمي بواسطة برنامج Fortran مما يسمح بحساب الأداء الديناميكي الحراري والميكانيكي للمحرك. من أجل تحسين تشغيل المحرك قمنا بدراسة تأثير درجة حرارة السحب والنسبة الحجمية على الكفاءة الحرارية الكفاءة الفعالة، عزم الدوران الفعال، القدرة الفعالة ودرجة حرارة الاحتراق. بالإضافة إلى ذلك، تم إجراء مقارنة بين استخدام البنزين وغاز البترول المسال. الكلمات المفتاحية: محرك البنزين، غاز البترول المسال الكفاءة الحرارية، عزم الدوران الفعال.

Sommaire

Dédicaces	
Remerciements	
Nomenclature	I
Liste des tableaux	III
Liste des figures	IV
Résumé.....	VI
Sommaire	IX
Introduction générale.	1
Chapitre I : Généralité sur les moteurs à combustion interne	
I.1. Introduction	2
I.2. Classification des moteurs thermiques	2
I.2.1. Les moteurs à combustion externe	2
I.2.2. Les moteur à combustion interne.....	3
I. 3. Les composants du moteur	4
I.3.1. Les organes fixes	4
I. 3.1.2. Chemise de cylindre.....	5
I. 3.3.3 <i>Culasse</i>	5
I.3.1.4. Joint de culasse	6
I. 3.1.5. <i>Carter</i>	6
I.3.1.6. Cache culbuteur	7
I.3.2. Les organes mobiles	7
I.3.2.1. Les culbuteurs	7
I.3.2.2. Les soupapes	8
I.3.2.3. Le Piston	8
I.3.2.4. <i>Bielle</i>	9
I.3.2.5. Vilebrequin	9
I.3.2.6. Volant moteur	10
I.3.2.7. Arbre à cames	10
I.3.2.8. Courroie de distribution	10

I.3.2.9. L'injecteur.....	11
I.4. Le cycle du moteur 4 temps	13
I.5. Principaux cycles du moteur à combustion interne.....	13
I.5.1. Moteur Diesel	14
I.5.1.a. Définition	14
I.5.1.b. Les avantages et inconvénients du moteur Diesel	14
I.5.2. Moteur essence	15
I.5.2.a. Historique.....	15
I.5.2.b. Définition	15
I.5.2.c. Les avantages et inconvénients du moteur à essence.....	15
I.5.3. Moteur GPL.....	16
I.5.3.a. Définition	16
I.5.3.b. Principe de fonctionnement	16
I.5.3.c. Les avantages et inconvénients du GPL.....	16
I.6. Principe de fonctionnement de moteur essence à quatre temps	17
I.7. Comparaison entre le moteur Diesel et le moteur à essence	18
I.8. La combustion :.....	19
I.8.1. Combustion complète	19
I.8.2. Combustion incomplète.....	19
I.9. Comburant.....	19
I.10. Carburants	20
I.9.1. Le gazole.....	20
I.9.2. L'essence.....	20
I.9.3. Le <i>GPL</i>	20
I.10. Le dosage.....	21
I.11. La richesse:.....	21
I.12. Le coefficient d'air:.....	21

Chapitre II : Formulation mathématique

II.1. Introduction.....	22
II.2. Etude thermodynamique	22

II.2.1. Etude de la compression.....	23
II.2.2. Etude de la combustion	24
II.2. 3 Etude de la détente	27
II.2.4. Etude de l'échappement des gaz brulés.....	27
II.2. 5. Le rendement théorique.....	28
II.3. Partie mécanique.....	28
II.3.1. Le point mort haut et le point mort bas	28
II.3.2. Alésage et course :.....	29
II.3.3. Cylindrée unitaire (V_u).....	29
II.3.4. La cylindrée totale (V_T).....	29
II.3.5. Rapport volumétrique.....	29
II.4. Performances caractéristiques d'un moteur à combustion interne	30
II.4.1. Paramètres indiqués.....	30
II.4.2. Les paramètres effectifs:	31

Chapitre III : Résultats et discussion

III.1. Introduction	33
III.2. Organigramme de calcul des performances du cycle de Beau de Rochas.....	34
III.3. Effet de la température d'admission sur la puissance et la pression moyenne effective..	36
III.4. Effet de la température d'admission sur le rendement thermique et effectif.....	39
II.5. Effet de la température d'admission sur la consommation effective:.....	41
III.6. Effet de la température d'admission sur le couple effectif	43
III.7. Effet de la température d'admission sur la température de combustion.....	44
III.8. Effet du rapport volumétrique sur le rendement thermique et effectif	46
III.9. Effet de rapport volumétrique sur la puissance effective	49
III.10. Effet de rapport volumétrique sur la température de combustion	51
Conclusion générale.	53
Bibliographie.	

Introduction

Les moteurs à combustion interne (MCI) sont la forme la plus courante de moteur thermique, car ils sont utilisés dans les véhicules, les bateaux, les navires, les avions et les trains. Ils sont appelés ainsi parce que le carburant est allumé afin d'effectuer un travail à l'intérieur du moteur. Un moteur est un élément mécanique propre aux engins motorisés qui permet de transformer une énergie créée à partir de la combustion d'un carburant en un mouvement mécanique perceptible. Les principaux types de moteurs pouvant être trouvés sur les automobiles sont les moteurs dits "à combustion" et "à explosion".

Depuis le 19^{ème} siècle une grande attention est portée par les ingénieurs et les chercheurs sur le développement des moteurs à combustion interne (moteur à essence et Diesel). Cette attention n'est pas liée seulement aux considérations théoriques, mais concerne aussi de nombreuses applications et modifications sur plusieurs paramètres pour améliorer et développer les caractéristiques et le prix de ces moteurs.

Ce travail cible deux objectifs principaux, le premier est d'effectuer une analyse sur l'influence de certaines paramètres thermodynamique et géométriques sur les performances énergétiques et mécaniques du moteur étudié. Le deuxième objectif représente une comparaison entre l'utilisation du combustible essence et GPL sur les performances du cycle de Beau de Rocha. Le contenu du mémoire intitulé « Etude paramétrique sur les performances d'un moteur à combustion interne à quatre temps » est reparti sur trois chapitres.

- Le premier chapitre est consacré à la présentation des généralités sur les moteurs thermiques (organes des moteurs, classification, combustibles...).
- Dans le deuxième chapitre nous présentons l'ensemble des équations nécessaires pour déterminer les températures à chaque transformation et les expressions du rendement et les paramètres indiqués et effectifs.
- Dans le troisième chapitre, on expose l'organigramme de calcul et les résultats obtenus pour différents paramètres. En plus une comparaison entre l'essence et le GPL et leurs interprétations.

Finalement, on expose une conclusion générale sur notre étude qui résume les principaux résultats.

Chapitre I :

Généralité sur les moteurs à combustion interne

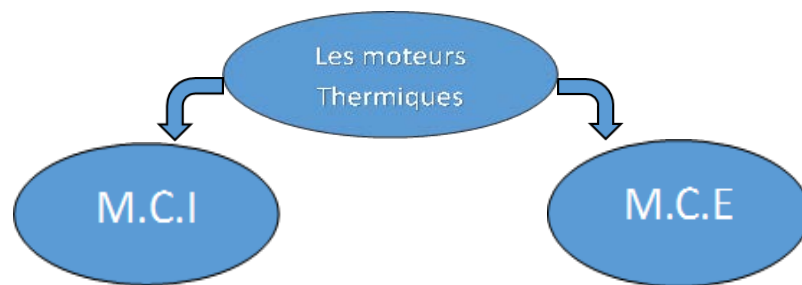
I.1. Introduction

Les moteurs thermiques ou à combustion sont des machines qui transforment l'énergie chimique d'un carburant en énergie thermique puis en énergie motrice mécanique par la combustion du mélange (air + carburant). [1]

Energie chimique (air + carburant) \Rightarrow Energie thermique \Rightarrow Energie mécanique

I.2. Classification des moteurs thermiques [1]:

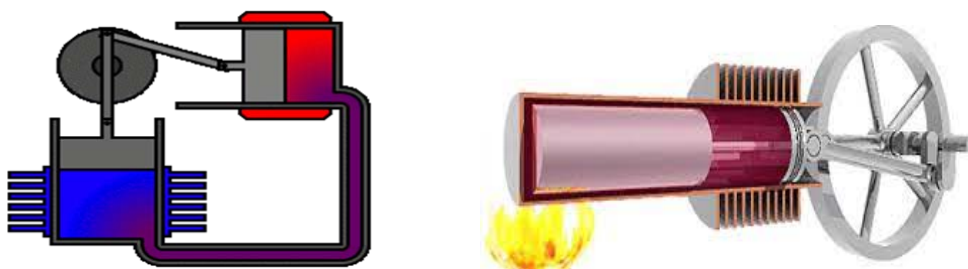
On distingue deux grands types de moteurs thermiques: les moteurs à combustion interne et les moteurs à combustion externe.



Figure(I.1): classification des moteurs thermiques.

I.2.1. Les moteurs à combustion externe (M.C.E)

Ce type de moteur n'est plus utilisé aujourd'hui, bien que certains inventeurs isolés aient mis au point au cours des années des modèles expérimentaux de voitures mues par un moteur à vapeur ; Le combustible utilisé pour produire la vapeur brûle à l'extérieur du moteur, c'est d'où vient ce nom de moteur combustion externe [1].

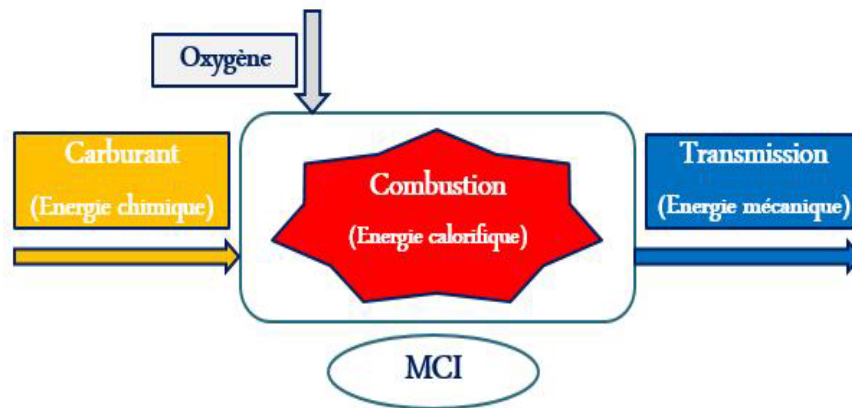


Figure(I.2): moteur à combustion externe [1].

I.2.2. Les moteur à combustion interne (M.C.I)

Le moteur à combustion interne est l'ensemble des organes qui transforment l'énergie calorifique d'un combustible en énergie mécanique.

L'énergie calorifique du moteur provient de l'énergie chimique potentielle du mélange air carburant où la combustion se fait à l'intérieur même du moteur (moteur d'automobile, de camion, de locomotive) [1].



Figure(I.3):Schéma descriptive de moteur a combustion interne.

Les principaux critères pour la classification des moteurs à combustion sont les suivants [1] :

- Selon le cycle thermodynamique du moteur :
 - Moteur à deux temps
 - Moteur à quatre temps
- Selon le mode d'allumage :
 - Allumage par compression (moteur Diesel)
 - Allumage commandé (bougie-moteur essence)
- Selon le type de combustible :
 - Liquides (essence, gazole,..)
 - Gazeuse (GPL, GNL...)
- Selon le procédé de préparation de mélange :
 - Mélange extérieur (moteur à carburateur).
 - Injection direct (moteur Diesel).
- Selon le mode d'admission d'air :
 - Admission naturelle
 - Admission suralimenté (par turbocompresseur)
- Selon le taux de compression :
 - Taux élevé de compression (moteur Diesel)
 - Taux de compression faible (moteur essence)

- Selon le nombre de cylindre :
 - Moteur monocylindre
 - Moteur poly-cylindrique (2 cylindres ou plus).
- Selon la disposition des cylindres :
 - Moteur en ligne (vertical, horizontal, incliné)
 - Moteur en V

I.3. Les organes du moteur à combustion interne

I.3.1. Les organes fixes

Les organes fixes du moteur à combustion interne sont les suivants :

I.3.1.1. Bloc-moteur

Le bloc moteur (bloc cylindres), constitue le bâti d'un moteur à pistons dont la partie intérieure est usinée pour former les cylindres ou les logements de chemises. L'eau de refroidissement circule librement à l'intérieur du carter-moteur. [2]



Figure(I.4): Bloc-moteur. [2]

I.3.1.2. Chemise de cylindre

La chemise est une pièce cylindrique emmanchée en force dans le cylindre (ayant un métal plus résistant que le reste du bloc moteur), et dans laquelle coulisse le piston et où se produit la combustion/compression. Le matériau de la chemise souvent en fonte ou en acier. [2]



Figure(I.5): La chemise. [2]

I.3.3.3 Culasse

Elle couvre le bloc-moteur. Elle contient les soupapes, les chambres d'admission et d'échappement et les trous de fixation des bougies. [3]



Figure(I.6): Culasse. [3]

I.3.1.4. Joint de culasse

Le joint de culasse est un joint malléable utilisé dans les moteurs à combustion interne. Positionné entre la culasse et le bloc-cylindres, il assure l'isolation des conduits de gaz et de fluides (de refroidissement et de lubrification). [3]



Figure(I.7): Joint de culasse. [3]

I.3.1.5. Carter

Le carter est une enveloppe métallique placée à la partie inférieure du moteur, le carter se compose de :

- Le demi-carter supérieur fixé par les boulons à la partie inférieure de bloc-cylindres. Il est coulé avec l'ensemble du bloc-cylindres, il forme le carter cylindre.
- Le demi-carter inférieur ferme complètement la partie inférieure de bloc moteur. [3]



Figure(I.8): Carter inférieur. [3]

I.3.1.6. Cache culbuteur

Le Cache culbuteur nommé aussi couvre-culasse. Cet organe recouvre le haut de la distribution, notamment : l'arbre à cames ; les poussoirs, les pièces d'appui intermédiaires entre la came de l'arbre et la queue de soupape (dans ce cas, ceux-ci remplacent les culbuteurs). [4]



Figure(I.9): cache culbuteur. [4]

I.3.2. Les organes mobiles

Les organes mobiles du moteur à combustion interne sont les suivants :

I.3.2.1. Les culbuteurs

Les culbuteurs transmettent le mouvement des cames aux soupapes par l'intermédiaire des tiges de culbuteur. [4]



Figure(I.10): Culbuteurs. [4]

I.3.2.2. Les soupapes

Une soupape est un organe mécanique permettant l'admission des gaz frais dans le cylindre et l'évacuation des gaz brûlés.

On distingue deux types de soupapes: les soupapes d'admission et les soupapes d'échappement

- Les soupapes d'admission approvisionnent la chambre de combustion en carburant et en air grâce à un mélange pressurisé. Elles interviennent lors de la première phase de fonctionnement d'un moteur à 4 temps. Une fois la mission de cette soupape terminée pour le cycle, elle remonte grâce au mouvement de [l'arbre à cames](#) et scelle hermétiquement la chambre jusqu'au cycle de combustion suivant.
- Les soupapes d'échappement permettent l'évacuation des gaz brûlés générés lors de la phase de combustion. En effet, une fois l'explosion nécessaire au fonctionnement du moteur produite, l'arbre à cames pousse les soupapes d'échappement, qui permettent alors aux gaz de suivre le chemin du [système d'échappement](#) jusqu'au pot d'échappement. Les gaz générés par la combustion sont alors évacués dans l'atmosphère.



Figure(I.11): Les soupapes. [4]

I.3.2.3. Le Piston

Le piston est une pièce rigide de section généralement circulaire couissant dans un cylindre de forme complémentaire. Le déplacement du piston entraîne une variation de volume de la chambre, partie située au-dessus du piston, entre celui-ci le cylindre. Un piston permet la conversion d'une pression en un travail (phase de compression), ou réciproquement (phase de détente). [4]



Figure(I.12): Image du piston. [4]

I.3.2.4. Bielle

La bielle assure la liaison entre le piston et le vilebrequin et se compose de trois parties : [6]

- Le pied (au niveau du piston).
- Le corps.
- La tête (au niveau de vilebrequin).



Figure(I.13): La bielle. [5]

I.3.2.5. Vilebrequin

Le vilebrequin représente l'élément principal du système bille-manivelle, il permet la transformation du mouvement linéaire alternatif dû aux en un mouvement de rotation continu. Par conséquent, le vilebrequin va entraîner tous les éléments du moteur qui ont besoin d'un mouvement rotatif comme: [5]

- L'alternateur.
- La transmission primaire.
- Les contre-arbres d'équilibrage.



Figure (I.14): Le vilebrequin. [5]

I.3.2.6. Volant moteur

Le volant moteur est un disque en fonte pesant entre 5 et 10 kg. Il est agrémenté d'une frette dentée sur tout son pourtour. Egalement appelé volant d'inertie, il est relié d'un côté au moteur et de l'autre à l'embrayage. Ainsi, il est placé à la sortie du moteur, à l'extrémité de l'axe de la boîte de vitesse. Il est rattaché au vilebrequin et donc solidaire du mouvement rotatif du moteur.

Le volant moteur assure plusieurs fonctions au sein de la voiture. Il participe au démarrage, à l'embrayage, à la transmission et l'amortissement des chocs et vibrations liées à la rotation du moteur.



Figure (I.15): Volant moteur. [5]

I.3.2.7. Arbre à cames

L'arbre à cames, nommé aussi « arbre de distribution », commande l'ouverture des soupapes en transformant le mouvement rotatif issu du moteur en mouvement longitudinal actionnant les soupapes. C'est un arbre, une pièce métallique longiligne, entraîné par une roue dentée. [5]



Figure (I.16): Arbre à came. [5]

I.3.2.8. Courroie de distribution

La courroie de distribution a pour principale fonction de synchroniser le mouvement des soupapes et des pistons afin que votre moteur fonctionne correctement.

Elle sert également dans certain cas à entraîner la pompe à eau, organe clé du refroidissement de votre moteur. [5]



Figure (I.17): Courroie de distribution. [5]

I.3.2.9. Injecteur

L'injection est un procédé permettant d'alimenter un moteur à combustion en amenant le carburant dans la chambre de combustion sous pression et avec un dosage parfait remplaçant le carburateur. Il reçoit sous pression le carburant et le libère dans le moteur (de manière directe ou Indirect) sous la forme d'un jet microscopique. [5]



Figure (I.18): Injecteur. [5]

Les composants les plus importants du moteur sont mentionnés dans la figure (I.19) et le tableau(I.1):

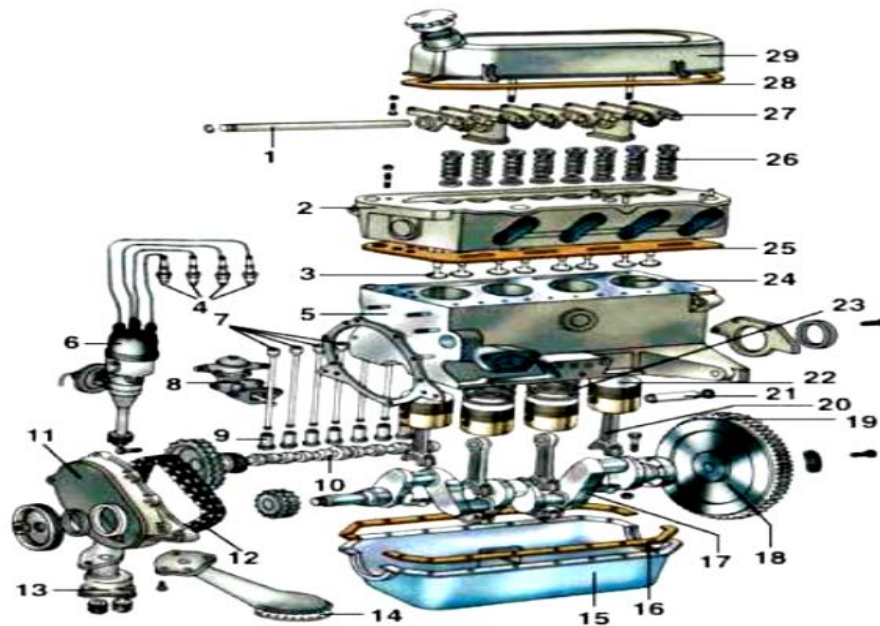


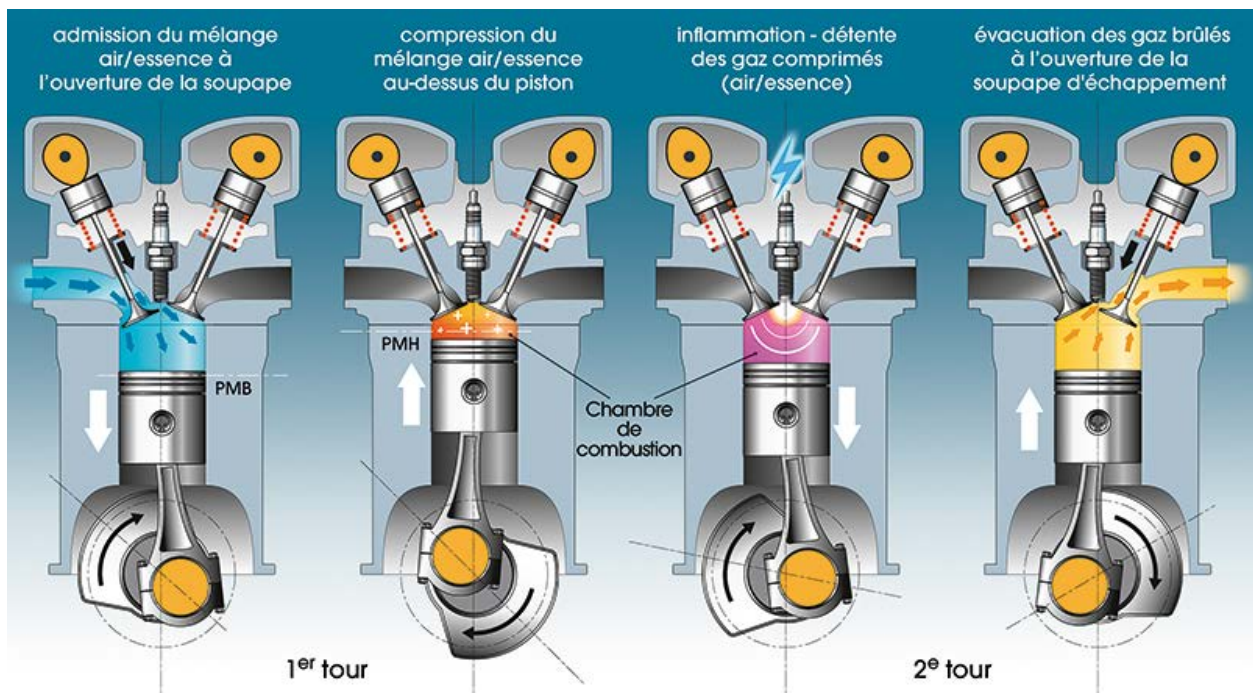
Figure (I.19): moteur à combustion interne. [2]

Tableau (I.1): organes du moteur à essence

1- Axe des culbuteurs	16- Joint de carter
2- Culasse	17- Vilebrequin
3- Soupapes	18- Volant moteur
4- Bougie	19-Couronne dentée entraînée par le démarreur
5- bloc cylindres	20- Bille
6- Aluumeur	21- Axe de piston
7- Tiges de commande des culbuteurs	22- Piston
8- Pompe à essence	23- Segments
9- Poussoirs	24- Cylindre
10- Arbre à cames	25- Joint de culasse
11- Carter de distribution	26- Ressorts de soupapes
12- Chaîne de distribution	27- Culbuteurs
13- Pompe à huile	28- Joint de cache culbuteurs
14- Crépine de pompe à huile	29- Cache culbuteurs

I.4. Le cycle du moteur 4 temps

On appelle cycle l'ensemble des phases qui se succèdent dans le moteur, dans notre cas le cycle comprend quatre phases ou temps comme le montre Figure (I.20) :



Figure(I.20): Fonctionnement d'un moteur 4 temps. [6]

- **Temps d'admission** : Durant l'admission, la soupape d'échappement est fermée et la soupape d'admission est ouverte. Le piston descend donc il crée une dépression permettant d'aspirer l'air ou du mélange air et carburant.
- **Temps compression** : l'air ou du mélange.
- **Temps combustion-détente** : inflammation rapide du mélange provoquant une brusque montée en pression des gaz puis leur détente.
- **Temps d'échappement** : La soupape d'échappement s'ouvre et le piston en remontant va pousser devant lui les gaz brûlés qui s'échappent par ce seul orifice.

I.5. Principaux cycles du moteur à combustion interne

Les deux principaux cycles du moteur à combustion interne peuvent être résumés de la manière suivante [7]:

- Cycle de Beau de Rochas (cycle à apport de chaleur à volume constant) utilisé dans les moteurs à allumage commandés (Moteurs à essence et à GPL).
- Cycle Diesel (cycle à apport de chaleur à pression constante) concerne les moteurs à allumage par compression.

I.5.1. Moteur Diesel

I.5.1.a. Définition

Le moteur Diesel, appelé également moteur à allumage par compression, est un moteur à combustion interne dont la mise en rotation est provoqué par l'injection de carburant dans la chambre de combustion et par un phénomène d'auto-inflammation lié aux températures élevées dans la chambre de combustion. [8]

I.5.1.b. Les avantages et inconvénients du moteur Diesel

Les avantages et les inconvénients du moteur Diesel sont présentés dans le tableau (I.2)

Tableau (I.2): Avantages et inconvénients du moteur Diesel. [8]

Les avantages	Les inconvénient
<ul style="list-style-type: none"> • Le rendement est élevé. La consommation moyenne en combustible est voisine de 190 g/cv/h. • Le combustible employé par les moteurs Diesel est relativement bon marché. • Les gaz d'échappement sont moins toxiques puisque la teneur en oxyde de carbone est de 0.1% à 2%. • Les dangers d'incendie sont réduits. • L'admission est toujours maximale. • En effet, le gas-oil ne produit des vapeurs inflammables que chauffé aux environs de 80°C, soit à une température nettement supérieure à celle de l'été. 	<ul style="list-style-type: none"> • Les organes du moteur sont soumis à des pressions élevées donc à des efforts considérables, si bien que la construction de ces moteurs pose des problèmes mécaniques plus complexes. • Les hautes températures sont indispensables pour enflammer spontanément le combustible injecté, ce qui nécessite des matériaux ayant une bonne tenue aux températures élevées. • Le bruit (claquements notamment à froid).

I.5.2.Moteur à essence

I.5.2.a. Définition

Un moteur à allumage commandé, plus communément appelé moteur à essence en raison du type de carburant utilisé, est une famille de moteur à combustion interne .pouvant être à mouvement alternatif (à deux ou quatre temps) ou à mouvement rotatif.

Ces moteur transforment l'énergie potentielle chimique stockée dans un carburant en travail (énergie mécanique) grâce à des combustions très rapides, d'où le terme « d'explosion ». Ils sont

constitués d'un ou plusieurs cylindres confinant les combustions. Dans chaque cylindre, un piston coulisse en un mouvement rectiligne alternatif.

Ce mouvement est transformé en rotation par l'intermédiaire d'une bielle reliant le piston au vilebrequin, un assemblage de manivelles sur un axe. [9]

I.5.2.b. Les avantages et inconvénients du moteur à essence

Les avantages et les inconvénients du moteur à essence sont présentés dans tableau le (I.3) :

Tableau (I.3): Avantages et inconvénients du moteur Essence. [10]

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> • Puissance et rendement: Les moteurs à essence sont connus pour fournir une puissance plus élevée par rapport aux moteurs diesel de même taille. Ils ont également un meilleur rendement à des vitesses élevées, ce qui les rend idéaux pour les véhicules sportifs. • La facilité d'utilisation et de maintenance de ce type de moteur explique également son succès. Aussi, ces moteurs ne sont pas délicats et fonctionnent sans problème avec divers carburants. • Disponibilité du carburant : L'essence est généralement plus facile à trouver • Le moteur à essence est relativement plus silencieux. • Le moteur à allumage commandé est plus vif lorsqu'il est froid, car l'allumage se fait par l'intermédiaire d'une bougie. Le démarrage à froid est meilleur pour un moteur à explosion essence. 	<ul style="list-style-type: none"> • Les moteurs à explosion utilisent généralement un carburant d'origine fossile. Cette source d'énergie n'est pas renouvelable, donc son prix ne va cesser d'augmenter. • Consommation de carburant: Les moteurs essence ont tendance à consommer plus de carburant que les autres moteur, ce qui peut être un inconvénient pour les conducteurs soucieux de leur budget ou de l'impact environnemental • Impact environnemental: La combustion entraîne le rejet de gaz potentiellement polluants (CO₂, HC, CO, NO₂).

I.5.3. Moteur alimenté par le GPL

I.5.3.a. Définition

Le gaz pétrolier liquéfié est un hydrocarbure composé de 35% propane C_3H_8 et de 65% butane C_4H_{10} comprimé comme le diesel ou l'essence. Le GPL sert de carburant pour des véhicules majoritairement des voitures ou utilitaires, peu cher et plus propre que d'autres carburants, il est utilisé par des véhicules équipés d'un système bicarburant, c'est-à-dire fonctionnant à l'essence et au GPL carburant. [11]

I.5.3.b. Principe de fonctionnement

L'unité de contrôle, le calculateur électronique et le système de distribution du gaz assurent automatiquement la gestion des deux carburants. Lorsque le conducteur du véhicule GPL démarre, la voiture est en mode essence. Une fois que la température du moteur dépasse les 40° , le véhicule passe automatiquement en mode GPL. [11]

I.5.3.c. Les avantages et inconvénients du GPL

Les avantages et les inconvénients du moteur GPL sont présentés dans tableau (I.4)

Tableau (I.4): Avantages et inconvénients du GPL. [12]

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> • Génère moins de bruit et de vibrations. • L'utilisation du GPL réduit l'usure du moteur : c'est-à-dire ni encrassement, ni dépôt de calamine dans le moteur. • Des voitures GPL moins polluantes. • Economie sur l'achat du carburant. • La pureté et la propreté ; les GPL/C sont exempts de soufre et de plomb, ce qui réduit les risques de pollution et de corrosion lors de leur combustion. 	<ul style="list-style-type: none"> • Consommation plus par rapport à celle d'un véhicule essence. • Baisse de la performance de comparé à celles de l'essence. • Un réseau de stations GPL insuffisant. • L'offre de modèles limitée, et le nombre de constructeurs qui proposent des modèles GPL, on citera notamment Dacia, parmi les leaders du secteur. • Le réservoir GPL qui généralement se substitue à la roue de secours.

I.6. Principe de fonctionnement de moteur essence à quatre temps

Le cycle complet comprend 4 courses de piston donc 2 tours de vilebrequin.

➤ 1^{er} temps : admission

- La soupape d'admission est ouverte.
- Le piston décrit une course descendante du PMH au PMB.

- Crée une dépression permettant d'aspirer le mélange (air +carburant).
- **2^{ème} temps : compression**
 - Les 2 soupapes sont fermées.
 - Le piston est repoussé par vers le PMH par la bielle.
 - La pression et la température du mélange croissent.
- **3^{ème} temps : combustion-détente**
 - Un peu avant le PMH une étincelle électrique déclenche le processus de combustion.
 - Inflammation rapide du mélange provoquant une brusque montée en pression des gaz puis leur détente Le piston redescend au PMB.
- **4^{ème} temps : échappement**
 - La soupape d'échappement s'ouvre.
 - Le piston remonte vers le PMH en expulsant les gaz brulés.

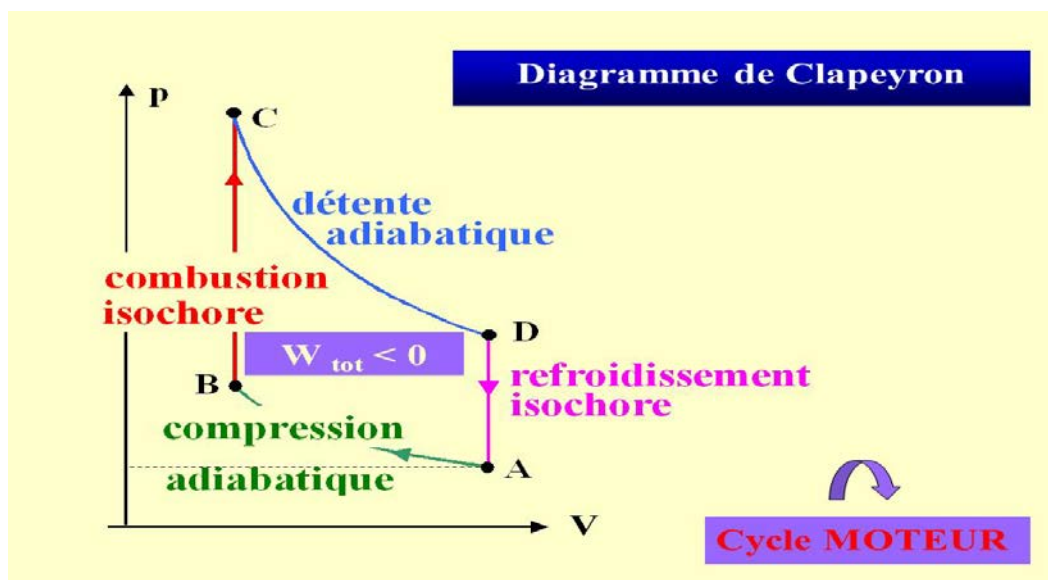


Figure (I.21): Cycle théorique de Beau de Rochas diagramme (P-V). [9]

I.7. Comparaison entre le moteur Diesel et le moteur à essence

Le Tableau (I.5) résume les points de différences entre le moteur Diesel et le moteur à Essence.

Tableau (I.5): Comparaison entre un moteur à essence et un moteur Diesel. [13]

	Diesel	Essence
Taux de compression	1 à 30	1 à 12
Admission	air	Air + essence
Combustion/Détente	Auto inflammation	Provoquée par bougies d'allumage

Durée de la combustion	Durée de la combustion = durée de l'injection	La combustion ne dure que le temps où l'étincelle de la bougie enflamme le mélange et que ce mélange soit consommé
Volume de la combustion	Combustion à volume variable et à pression constant (l'injection continue pendant la poussée du piston)	Combustion à volume constant et à pression variable (qui s'estompe au fur et à mesure que le mélange brûle et que le piston descend).

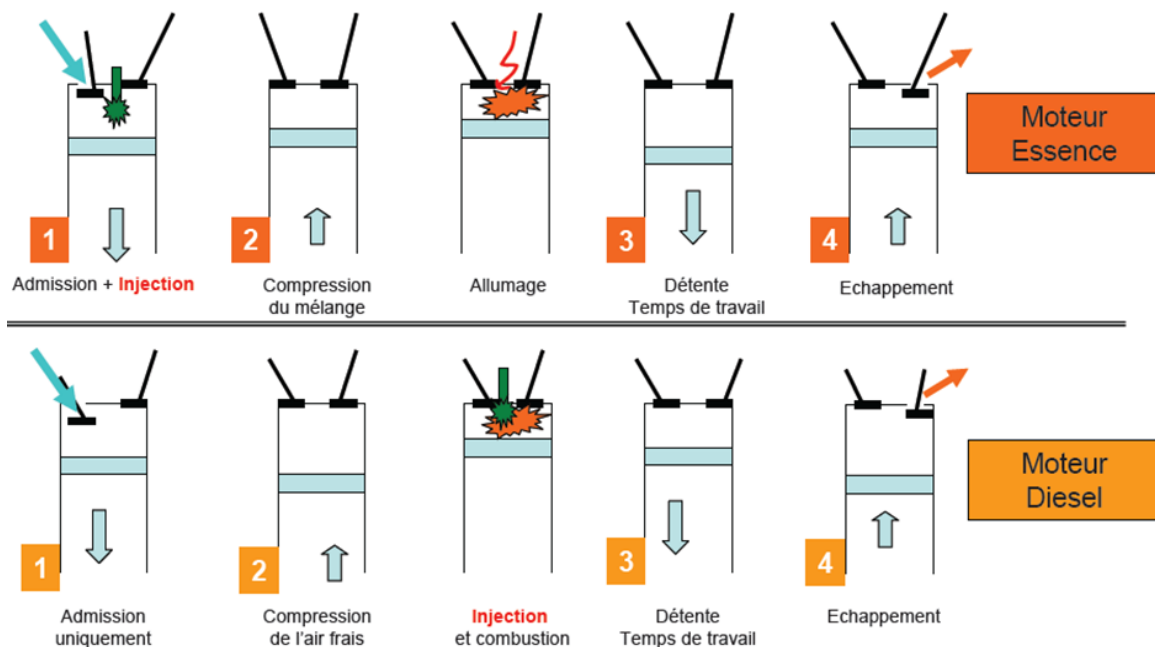


Figure (1.22): Comparaison dans les quatre phases [Diesel vs Essence]. [14]

I.8. Combustion

La combustion est une réaction chimique d'oxydation d'un combustible par un comburant. Les produits de combustion s'appellent aussi gaz brûlés ou fumées. La combustion fournit de l'énergie calorifique et émet généralement de la lumière. On distingue deux types de combustion:

I.8.1. Combustion stoechiométrique

Une combustion est complète s'il y a assez de dioxygène.

- La combustion complète d'un hydrocarbure produit uniquement de CO₂ et du H₂O.
- La combustion complète du carbone produit uniquement de CO₂.

I.8.2. Combustion non- stoechiométrique

Une combustion incomplète s'il n'y a pas assez de dioxygène.

- La combustion incomplète du carbone produit : du CO₂ et du CO
- La combustion incomplète d'un hydrocarbure produit du : CO, CO₂, H₂O et des hydrocarbures imbrûlés.

I.9. Comburant

Un comburant est une substance chimique qui a pour propriété de permettre la combustion D'un combustible. Un mélange approprié de comburant et de combustible peut entraîner une combustion, un incendie en présence d'une source d'ignition (étincelle, flamme, etc.), le comburant étant l'un des trois éléments du triangle du feu. [15]

I.10. Carburants

Un carburant est un combustible qui alimente un moteur thermique. Celui-ci transforme l'énergie chimique du carburant en énergie mécanique. Le carburant est une substance dont la combustion fournit l'énergie nécessaire au thermique (moteurs à allumage commandé, moteurs diesel). Un carburant est un mélange de plus d'hydrocarbures différents issus du raffinage. On peut distinguer deux grandes catégories de carburants historiques pour les moteurs de voiture : le gazole et les essences. Il faut aujourd'hui ajouter les carburants moins polluants, tel que le GPL (Gaz de Pétrole Liquéfié) et le méthane CH₄ et d'autres produits en cours d'étude ou de développement). [15]

I.10.1. Le gazole

Les carburants diesel (gazole) sont un mélange de différents hydrocarbures dont le point d'ébullition se situe entre 180 et 370 °C. Ils sont obtenus par distillation progressive du pétrole brut. Les raffineries incorporent par ailleurs au gazole de plus en plus de produits de conversion obtenus par craquage, autrement dit par fractionnement des grosses molécules des pétroles bruts. La formule chimique du gazole: C₁₆H₃₄. [15]

I.10.2. L'essence

Les essences sont constituées d'hydrocarbures mélangés à une certaine quantité de composés oxygénés organiques et d'additifs améliorant leurs propriétés. La formule chimique de l'essence: heptane C₇H₁₆. [15]

I.10.3. Le GPL

Le GPL (Gaz de Pétrole Liquéfié) carburant est un mélange de de butane et de propane, provenant du raffinage de pétrole ou de gisements de gaz naturel. La composition de ce mélange

(GPL carburant) est régie par la norme européenne EN589 qui spécifie notamment un indice d'octane minimal de 89 MON. En fin d'année 2007, près de 150 000 véhicules en France sont équipés d'une carburation au GPL. Le GPL fait partie des carburants alternatifs soutenus par l'Europe et en particulier la France, destinés à prendre une part de plus en plus importante dans la consommation d'énergie pour l'automobile. En effet, le GPL, par ses vertus écologiques et sa disponibilité est la meilleure alternative aujourd'hui possible pour limiter les phénomènes de pollution dans nos villes. [15]

I.11. Le dosage

Le dosage vise à adapter la quantité de carburant à la quantité d'air.

$$\text{Dosage} = \frac{\text{masse de carburant}}{\text{masse d'air aspiré}}$$

I.12. La richesse:

C'est la valeur réelle par rapport au dosage stœchiométrique soit:

$$\phi = \frac{\text{Dossage reel}}{\text{Dossage stoechiométrique}}$$

- $\phi < 1$ surplus de comburant.
- $\phi > 1$ surplus de carburant.

I.13. Le coefficient d'air:

C'est l'inverse de la richesse. On le nomme aussi valeur Lambda noté : λ

$$\lambda = \frac{1}{\phi}$$

- $\lambda = 1$ mélange parfait.
- $\lambda > 1$ mélange pauvre.
- $\lambda < 1$ mélange riche.

Chapitre II :

Formulation mathématique

II.1. Introduction

Dans ce chapitre nous présentons une formulation mathématique détaillée de l'étude thermodynamique d'un moteur à combustion interne à quatre temps basé sur le cycle de Beau de Rochas pour deux combustibles différents Essence et GPL. Nous exposons aussi toutes les équations nécessaires pour calculer : les températures de chaque transformation, le rendement thermodynamique, les paramètres indiqués et les paramètres effectif.

II.2. Etude thermodynamique

Le cycle théorique de Beau de Rochas est présenté sur la Figure (II.1).

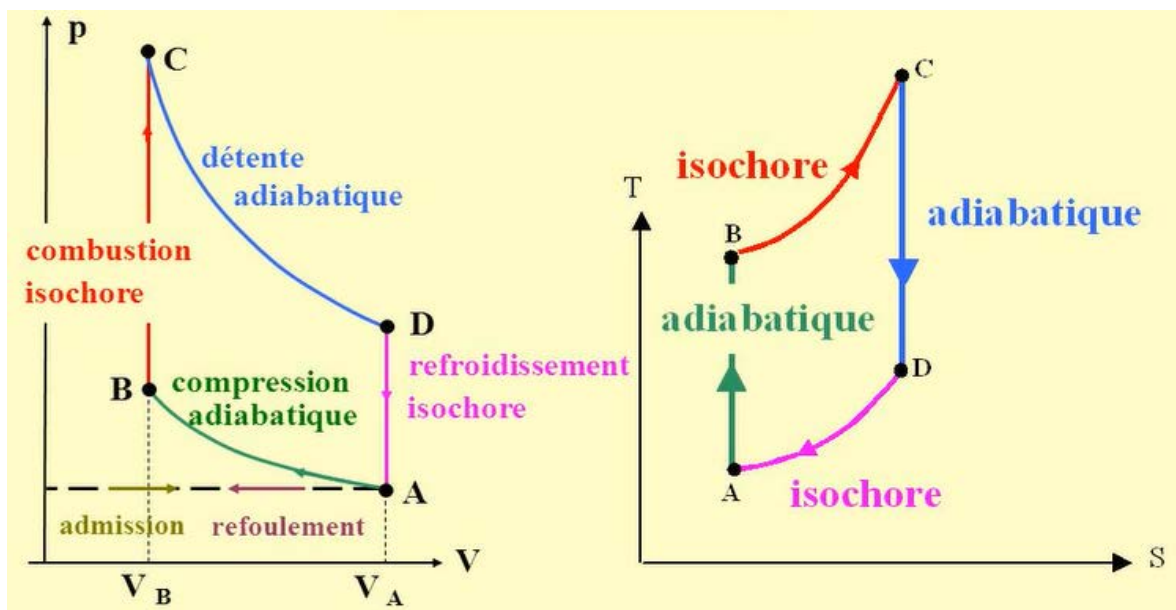


Figure (II.1): Diagrammes (P-V) et (T-S) pour un cycle idéal de Beau de Rochas.

Les transformations thermodynamiques de ce cycle sont :

- **1 → 2**: Compression adiabatique du mélange (air + carburant).
- **2 → 3**: Combustion isochore.
- **3 → 4**: Détente adiabatique des gaz brûlés.
- **4 → 1**: Echappement isochore.

II.2.1. Etude de la phase de compression

- Le travail de la compression est pour la transformation (1-2) :

$$W_C = (m_{air} + m_{carb})C_{V_{12}}(T_2 - T_1) \quad (\text{II.1})$$

Avec T_1 et T_2 sont respectivement les températures dans les points 1 et 2.

$C_{V_{12}}$: La moyenne des chaleurs massiques $C_{V_1}(T_1)$ et $C_{V_2}(T_2)$ de mélange (air+carburant), elle est obtenue par les relations suivantes :

$$C_{V_{12}} = \frac{C_{V_1}(T_1) + C_{V_2}(T_2)}{2} \quad (\text{II.2})$$

Avec :

$$C_{V_{12}} = C_{P_{12}} - r \quad (\text{II.3})$$

$$r = (1 - f_r) \times r_{air} + f_r \times r_{carb} \quad (\text{II.4})$$

$$f_r = \frac{\dot{m}_{carb}}{\dot{m}_{air}} = \frac{f_{st}}{\lambda} \quad (\text{II.5})$$

$$r_{air} = \frac{R}{M_{air}} \quad (\text{II.6})$$

$$r_{carb} = \frac{R}{M_{car}} \quad (\text{II.7})$$

$$C_{P_{12}} = \frac{(C_{P_1} + C_{P_2})}{2} \quad (\text{II.8})$$

- 1 → 2**: Compression adiabatique, on peut écrire :

$$T_1 V_1^{\gamma_{12}-1} = T_2 V_2^{\gamma_{12}-1} \quad (\text{II.9})$$

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\gamma_{12}-1} \quad (\text{II.10})$$

$$\text{Avec : } \varepsilon = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3}$$

ε : est le taux de compression

$$\gamma_{12} = \frac{C_{p_{12}}}{C_{V_{12}}} \quad (\text{II.11})$$

II.2.2. Etude de la phase de combustion

Dans la chambre de combustion, la réaction chimique entre l'air et le carburant est appelée la combustion, cette réaction entraîne une augmentation de la température à un volume constant.

- La puissance thermique fournie dans la chambre de combustion est

$$\dot{Q}_{23} = \dot{m}_{car} \times PCI \times \eta_{comb} \quad (\text{II.12})$$

$$\text{Où : } f_r = \frac{\dot{m}_{carb}}{\dot{m}_{air}} \quad (\text{II.13})$$

$$\dot{Q}_{23} = f_r \times PCI \times \eta_{comb} \quad (\text{II.14})$$

- \dot{m}_{car} : débit massique de carburant.
- PCI : pouvoir calorifique du carburant.
- \dot{m}_{air} : débit massique d'air.

Le bilan thermique pour la phase de combustion (2-3) est :

$$(\dot{m}_a + \dot{m}_{car}) C_{V_2} T_2 + \dot{m}_{car} \times PCI \times \eta_{comb} = (\dot{m}_a + \dot{m}_{car}) C_{V_{gb}} T_3 \quad (\text{II.15})$$

$$(1 + f_r) C_{V_2} T_2 + f_r \times PCI \times \eta_{comb} = (1 + f_r) C_{V_{gb}} T_3 \quad (\text{II.16})$$

$$T_3 = \frac{C_{V_2} \times T_2 \times (1 + f_r) + f_r \times PCI \times \eta_{comb}}{(1 + f_r) C_{V_{gb}}} \quad (\text{II.17})$$

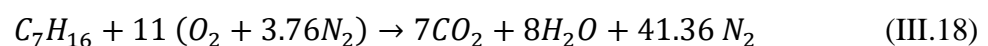
Avec :

$C_{V_{gb}}$: La capacité calorifique massique a volume constant des produits de la combustion (gaz brûlés) avec $C_{V_{gb}} = C_{V_3}$

➤ Détermination du f_r

Pour déterminer le dosage stœchiométrique, il est nécessaire d'écrire l'équation de combustion (air + carburant C_7H_{16}) dans le cas stœchiométrique pour l'essence et le GPL :

- Equation de combustion pour essence :



$$f_{\text{essence}} = \frac{m_{\text{car}}}{m_{\text{air}}} = \frac{n_{\text{car}} \times M_{\text{car}}}{n_{\text{air}} \times M_{\text{car}}} \quad (\text{II.19})$$

Avec : $n_{\text{car}}=1$ mole

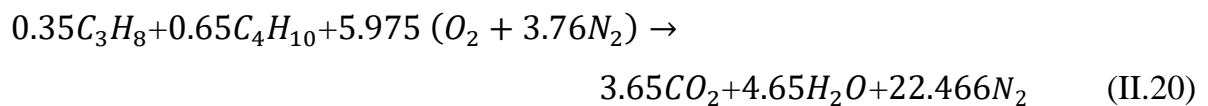
$$n_{\text{air}}=11 \text{ mole}$$

$$M_{\text{car}} = 7 \times 12 + 1 \times 16 = 100 \text{ g/mole}$$

$$M_{\text{air}} = 2 \times 16 + 14 \times 2 \times 3.76 = 137.28 \text{ g/mole}$$

$$f_{\text{essence}} = 0.0662$$

- Equation de combustion pour le GPL :



$$f_{\text{GPL}} = \frac{m_{\text{car}}}{m_{\text{air}}} = \frac{n_{\text{car}} \times M_{\text{car}}}{n_{\text{air}} \times M_{\text{car}}} \quad (\text{II.21})$$

Où: $n_{\text{car}}=1$ mole

$$n_{\text{air}}=5,975 \text{ mole}$$

$$M_{\text{car}} = 0.35(12 \times 3 + 8) + 0.65(12 \times 4 + 10) = 53.1 \text{ g/mole}$$

$$M_{\text{air}} = 2 \times 16 + 14 \times 2 \times 3.76 = 137.28 \text{ g/mole}$$

$$f_{\text{GPL}} = 0.06473$$

➤ Détermination du PCI

- Le PCI d'essence est une valeur constante égale=43 [MJ/Kg]
- Le PCI du GPL : le GPL est un mélange du 35% Propane et 65 % Butane, dans ce cas le PCI se calcule comme suit :[16]

$$PCI_{\text{GPL}} = X_{\text{m.}C_3H_8} \times PCI_{C_3H_8} + X_{\text{m.}C_4H_{10}} \times PCI_{C_4H_{10}} \quad (\text{II.22})$$

$X_{\text{m.}(C_3H_8)}$ et $X_{\text{m.}(C_4H_{10})}$ sont respectivement les fractions massiques du butane et propane

- **Fraction massique de propane C_3H_8 :**

$$X_{n.C_3H_8} = \frac{n_{C_3H_8}}{n_{C_3H_8} + n_{C_4H_{10}}} = X_{m.C_3H_8} \left(\frac{0.35 \times M_{C_3H_8} + 0.65 \times M_{C_4H_{10}}}{M_{C_3H_8}} \right) \quad (\text{II.23})$$

Donc :

$$X_{m.C_3H_8} = \frac{X_{n.C_3H_8} \times M_{C_3H_8}}{0.35 \times M_{C_3H_8} + 0.65 \times M_{C_4H_{10}}} \quad (\text{II.24})$$

- **Fraction massique de butane C_4H_{10} :**

$$X_{m.C_4H_{10}} = 1 - X_{m.C_3H_8} \quad (\text{II.25})$$

➤ **Détermination du $C_{V_{gb}}$**

Pour calculer la capacité massique des gaz de combustion $C_{V_{gb}} = C_{V_3}$, est définie comme suit :

$$C_{V_{gb}} = C_{p_{gb}} - r_{gb} \quad (\text{II.26})$$

$$\text{Avec : } r_{gb} = \frac{R}{M_{gb}} \quad (\text{II.27})$$

M_{gb} : est la masse molaire des gaz brûlés (gaz de la combustion) :

$$M_{gb} = X_n CO_2 \times M_{CO_2} + X_n H_2O \times M_{H_2O} + X_n N_2 \times M_{N_2} \quad (\text{II.28})$$

Avec : les fractions molaires des produits de la combustion sont:

$$X_n CO_2 = \frac{n_{CO_2}}{n_T} \quad (\text{II.29})$$

$$X_n H_2O = \frac{n_{H_2O}}{n_T} \quad (\text{II.30})$$

$$X_n N_2 = \frac{n_{N_2}}{n_T} \quad (\text{II.31})$$

$$C_{P_{gb}} = \frac{X_n CO_2 \times C_{P_{CO_2}}}{M_{CO_2}} + \frac{X_n H_2O \times C_{P_{H_2O}}}{M_{H_2O}} + \frac{X_n N_2 \times C_{P_{N_2}}}{M_{N_2}} \quad (\text{II.32})$$

- La masse molaire des produits de la combustion:

$$M_{CO_2} = 44 \text{g/mol} ; M_{N_2} = 28 \text{g/mol} ; M_{H_2O} = 18 \text{g/mol}$$

II.2.3 Etude de la phase de détente

Les gazes brûlées subissent à une détente adiabatique (3-4)

- Le travail de détente:

$$W_D = (m_{air} + m_{carb})C_{V_{34}}(T_4 - T_3) \quad (\text{II.33})$$

Avec :

$$C_{V_{34}} = C_{p_{34}} - r_{gb} \quad (\text{II.34})$$

$$r_{gb} = \frac{R}{M_{gb}} \quad (\text{II.35})$$

$$C_{p_{34}} = \frac{C_{p_{gb}}(T_3) + C_{p_{gb}}(T_4)}{2} \quad (\text{II.36})$$

- **3 → 4**: détente adiabatique des gaz brûlés, on peut écrire :

$$T_3 V_3^{\gamma_{34}-1} = T_4 V_4^{\gamma_{34}-1} \quad (\text{II.37})$$

Où
$$T_4 = T_3 \cdot \varepsilon^{\gamma_{34}-1} \quad (\text{II.38})$$

$$\gamma_{34} = \frac{C_{p_{34}}}{C_{V_{34}}} \quad (\text{II.39})$$

II.2.4. Etude de l'échappement des gaz brûlés

- La puissance thermique reçus :

$$\dot{Q}_{41} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c)C_{V_{41}}(T_1 - T_4) \quad (\text{II.40})$$

$$\dot{Q}_{41} = (1 + F_R)C_{V_{41}}(T_1 - T_4) \quad (\text{II.41})$$

$$C_{V_{41}} = C_{p_{41}} - r_{gb} \quad (\text{II.42})$$

$$C_{p_{41}} = \frac{C_{p_{gb}}(T_4) + C_{p_{gb}}(T_1)}{2} \quad (\text{II.43})$$

Tableau (II.1): chaleur massique a pression constante de différents gaz parfaits.

Chaleur massique à pression constante de différents gaz parfaits^a

		$\bar{C}_{po} = \text{kJ/kmol}\cdot\text{K}$		
		$\theta = T(\text{kelvin})/100$		
Gaz			Plage K	Erreur max %
N ₂	$\bar{C}_{po} = 39.060 - 512.79\theta^{-1.5} + 1072.7\theta^{-2} - 820.40\theta^{-3}$		300–3500	0.43
O ₂	$\bar{C}_{po} = 37.432 + 0.020102\theta^{1.5} - 178.57\theta^{-1.5} + 236.88\theta^{-2}$		300–3500	0.30
H ₂	$\bar{C}_{po} = 56.505 - 702.74\theta^{-0.75} + 1165.0\theta^{-1} - 560.70\theta^{-1.5}$		300–3500	0.60
CO	$\bar{C}_{po} = 69.145 - 0.70463\theta^{0.75} - 200.77\theta^{-0.5} + 176.76\theta^{-0.75}$		300–3500	0.42
OH	$\bar{C}_{po} = 81.546 - 59.350\theta^{0.25} + 17.329\theta^{0.75} - 4.2660\theta$		300–3500	0.43
NO	$\bar{C}_{po} = 59.283 - 1.7096\theta^{0.5} - 70.613\theta^{-0.5} + 74.889\theta^{-1.5}$		300–3500	0.34
H ₂ O	$\bar{C}_{po} = 143.05 - 183.54\theta^{0.25} + 82.751\theta^{0.5} - 3.6989\theta$		300–3500	0.43
CO ₂	$\bar{C}_{po} = -3.7357 + 30.529\theta^{0.5} - 4.1034\theta + 0.024198\theta^2$		300–3500	0.19
NO ₂	$\bar{C}_{po} = 46.045 + 216.10\theta^{-0.5} - 363.66\theta^{-0.75} + 232.550\theta^{-2}$		300–3500	0.26
CH ₄	$\bar{C}_{po} = -672.87 + 439.74\theta^{0.25} - 24.875\theta^{0.75} + 323.88\theta^{-0.5}$		300–2000	0.15
C ₂ H ₄	$\bar{C}_{po} = -95.395 + 123.15\theta^{0.5} - 35.641\theta^{0.75} + 182.77\theta^{-3}$		300–2000	0.07
C ₂ H ₆	$\bar{C}_{po} = 6.895 + 17.26\theta - 0.6402\theta^2 + 0.00728\theta^3$		300–1500	0.83
C ₃ H ₈	$\bar{C}_{po} = -4.042 + 30.46\theta - 1.571\theta^2 + 0.03171\theta^3$		300–1500	0.40
C ₄ H ₁₀	$\bar{C}_{po} = 3.954 + 37.12\theta - 1.833\theta^2 + 0.03498\theta^3$		300–1500	0.54

II.2. 5. Le rendement théorique

$$\eta_{th} = \frac{-\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{23}} \quad (\text{II.44})$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{Q}_{41} + \dot{Q}_{23}}{\dot{Q}_{23}} \quad (\text{II.45})$$

$$\eta_{th} = 1 + \frac{\dot{Q}_{41}}{\dot{Q}_{23}} \quad (\text{II.46})$$

$$\eta_{th} = 1 + \frac{(1+F_R)C_{V41}(T_1 - T_4)}{F_R \cdot PCI \times \eta_{comb}} \quad (\text{II.47})$$

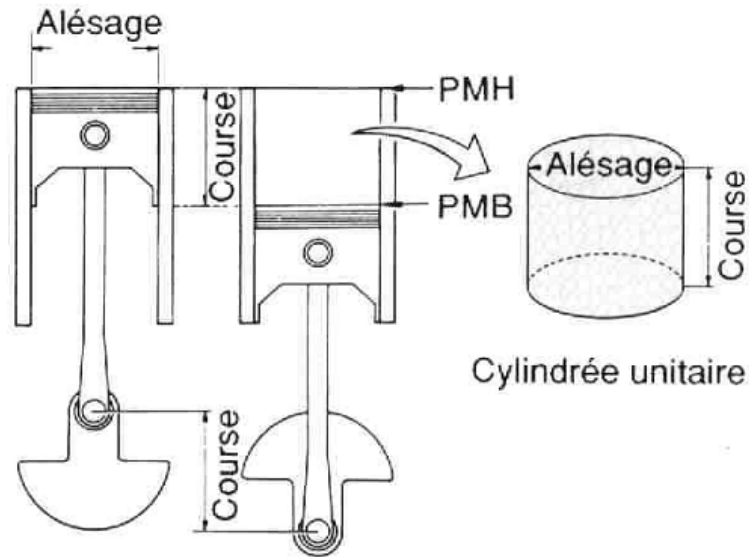
II.3. Partie mécanique [17]

II.3.1. Le point mort haut et le point mort bas

Le point mort haut (PMH) correspond à la position la plus haute du piston. Le (PMB) correspond à la position la plus basse du piston. Les deux points PMH et PMB permettent de déterminer la course (distance entre le PMH et le PMB) et la longueur de déplacement du piston ou le diamètre du vilebrequin. [17]

II.3.2. Alésage et course

- **L'alésage (D):** est le diamètre du cylindre
- **La course (L):** est la distance comprise entre le PMH (point mort haut) et le PMB (point mort bas).



Figure(II.2): représentation de course et alésage. [17]

II.3.3. Cylindrée unitaire (V_u)

C'est le volume balayé par le piston entre le PMH et le PMB.

$$V_u = \frac{\pi D^2}{4} L \quad (\text{II.48})$$

II.3.4. La cylindrée totale (V_T)

C'est le volume de la cylindrée unitaire multiplié par le nombre de cylindres.

$$V_T = n \times V_u \quad (\text{II.49})$$

II.3.5. Rapport volumétrique

Le rapport volumétrique ' ε ' est défini comme suit :

$$\varepsilon = \frac{V_U + V_C}{V_C} = \frac{V_1}{V_2} \quad (\text{II.50})$$

Avec: V_C le volume de chambre de combustion.

II.4. Performances caractéristiques d'un moteur à combustion interne

II.4.1. Paramètres indiqués

Les performances indiquées sont des caractéristiques internes caractérisant la perfection du cycle réel d'un moteur. Elles ne prennent en considération que les pertes de chaleur dans le cylindre même au cours des divers processus du cycle de fonctionnement du moteur.

Pour passer des paramètres indiqués aux paramètres effectifs du moteur il faut tenir compte de la partie du travail indiqué perdue pour récompenser les pertes mécaniques. Ces pertes sont évaluées par un paramètre que l'on appelle rendement mécanique η_m . Les paramètres effectifs sont toujours inférieurs à ceux indiqués (sauf la consommation spécifique effective est supérieure de celle indiquée). D'après la définition, tout paramètre effectif peut être déterminé en fonction du paramètre indiqué correspondant.

Nous allons définir dans cette section quelques grandeurs essentielles à l'évaluation des performances d'un moteur à combustion interne. [18]

Les principaux paramètres indiqués caractérisant le fonctionnement du moteur sont [17]:

➤ *Le rendement de forme*

Le rendement de forme est le rapport du travail du cycle réel et le travail du cycle théorique

$$\eta_f = \frac{W_i(\text{cycle réel})}{W_{théo}(\text{cycle théorique})} \quad (\text{II.51})$$

➤ *Le travail du cycle théorique*

$$W_{théo} = W_C + W_D \quad (\text{II.52})$$

➤ *Le travail indiqué par cycle*

$$W_i = \eta_f \times W_{théo} \quad (\text{II.53})$$

➤ *La puissance indiquée*

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

$$P_i = W_i \times X \quad (\text{II.54})$$

Avec X : est le nombre de cycle par seconde

$$X = \frac{2N \times n}{60 \times 4 \text{ temps}} \quad (\text{II.55})$$

n: le nombre de cylindre, et N la vitesse de rotation du moteur [tr/min].

➤ **La pression moyenne indiquée**

Par définition, la pression moyenne indiquée est le rapport entre le travail indiqué et la cylindrée unitaire du moteur, on obtient la pression moyenne indiquée comme suit :

$$PMI = \frac{W_i}{V_u} \quad (\text{II.56})$$

➤ **Le rendement indiqué**

Le rendement indiqué représente le rapport puissance indiqué sur puissance de combustion.

$$\eta_i = \frac{P_i}{P_{comb}} \quad (\text{II.57})$$

$$\text{Avec : } P_{comb} = \dot{m}_{carb} \times PCI \quad (\text{II.58})$$

II.4.2. Les paramètres effectifs

Les performances effectives tiennent compte des pertes de chaleur dans le cylindre et les pertes mécaniques. Elles caractérisent la perfection de construction d'un moteur, la qualité de fabrication et de montage de diverse pièces et sous-ensembles du moteur. [17],[18]

➤ **Le travail effectif par cycle**

Pour prendre en compte les pertes mécaniques, on introduit le rendement mécanique η_m .

$$\text{Avec : } \eta_m = \frac{W_{eff}}{W_i} \quad (\text{II.59})$$

$$\text{Donc le travail effectif par cycle : } W_{eff} = \eta_m \times W_i \quad (\text{II.60})$$

➤ **La puissance effective [**

$$P_e = W_e \times X \quad (\text{II.61})$$

➤ **Le couple moteur effectif**

$$C_{eff} = \frac{P_e}{\omega} \quad (\text{II.62})$$

$$\text{Avec } \omega \text{ est la vitesse angulaire de rotation de l'arbre moteur } \omega = \frac{2\pi N}{60} \quad (\text{II.63})$$

➤ *La pression moyenne effective*

Est la pression constante qu'il faudrait appliquer au piston pendant un cycle pour obtenir le même travail effectif. C'est l'énergie mécanique (travail) par litre de cylindrée.

$$PME = \frac{W_{eff}}{Vu} \quad (II.64)$$

Avec Vu est le volume engendré par piston (cylindrée unitaire).

➤ *Le rendement effectif*

Si le rapport puissance effective sur puissance de combustion.

$$\eta_{eff} = \frac{P_{eff}}{P_{comb}} \quad (II.65)$$

$$\text{Avec : } P_{comb} = \dot{m}_{carb} \times PCI \quad (II.66)$$

➤ *La consommation spécifique effective*

La consommation spécifique effective est la masse de carburant (en gramme) que le moteur consommerait pour délivrer une puissance de 1 kW pendant une heure.

$$CSE = \frac{\dot{m}_{carb} \times 3600}{P_e} \quad (II.67)$$

Chapitre III :

Résultats et discussion

III.1. Introduction

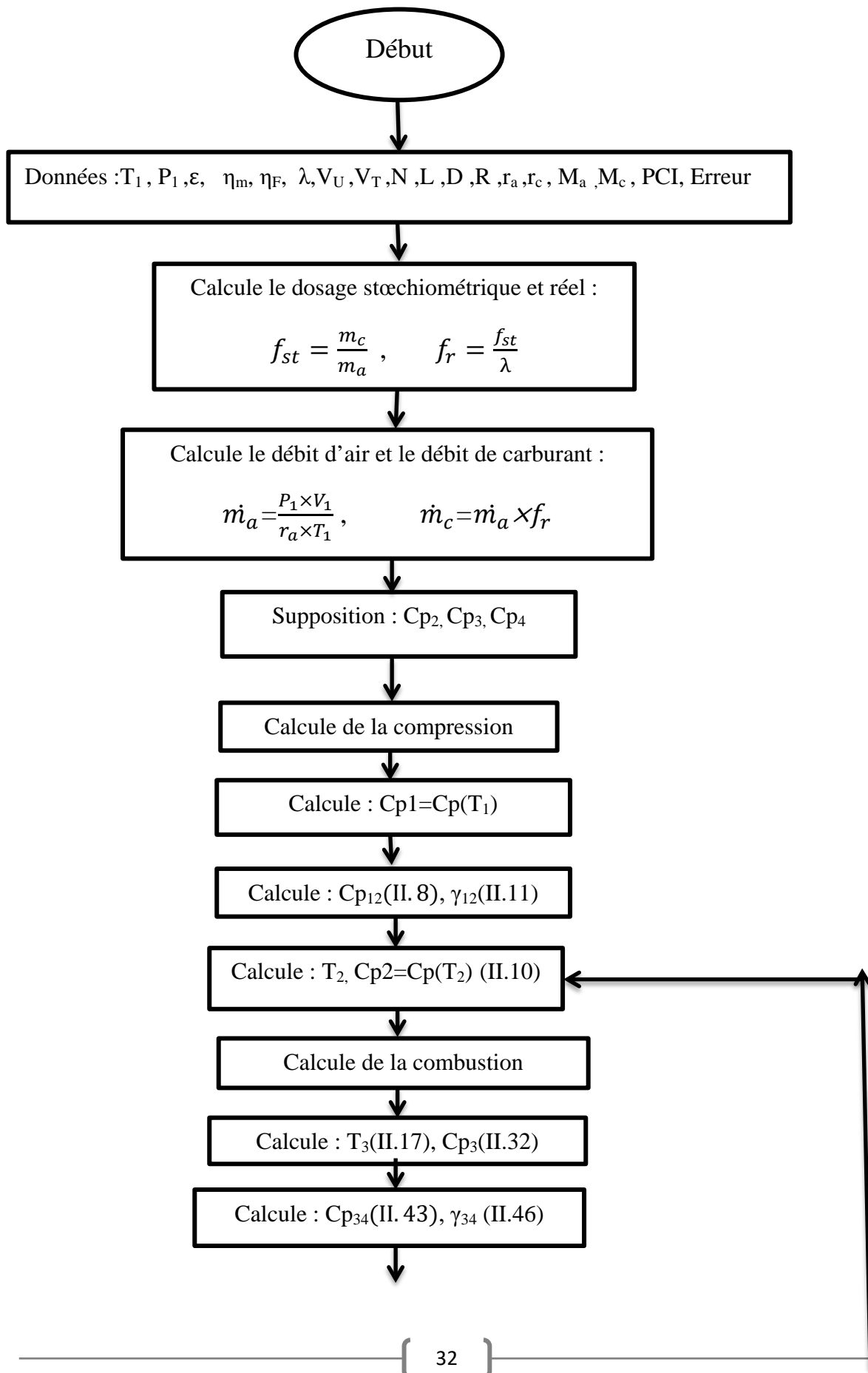
Ce chapitre montre les résultats de l'étude thermodynamique paramétrique sur les performances d'un moteur basé sur le cycle Beau de Rochas alimenté par les deux combustibles essence et GPL. Les calculs sont trouvés pour une combustion complète.

Les résultats obtenus sont présentés sous la forme suivante :

- Etude de l'effet de la température d'admission sur la puissance effective et la pression moyenne effective.
- Etude de l'effet de la température d'admission sur le rendement thermique et effectif.
- Etude de l'effet de la température d'admission sur la consommation effectif.
- Etude de l'effet de la température d'admission sur le couple effectif.
- Etude de l'effet de la température d'admission sur la température de combustion.
- Etude de l'effet de rapport volumétrique sur le rendement thermique et effectif.
- Etude de l'effet de rapport volumétrique sur la puissance effective.
- Etude de l'effet de rapport volumétrique sur la température de combustion.

III.2.Organigramme de calcul des performances du cycle de Beau de Rochas

Le calcul est fait par un programme Fortran basé sur l'organigramme suivant :



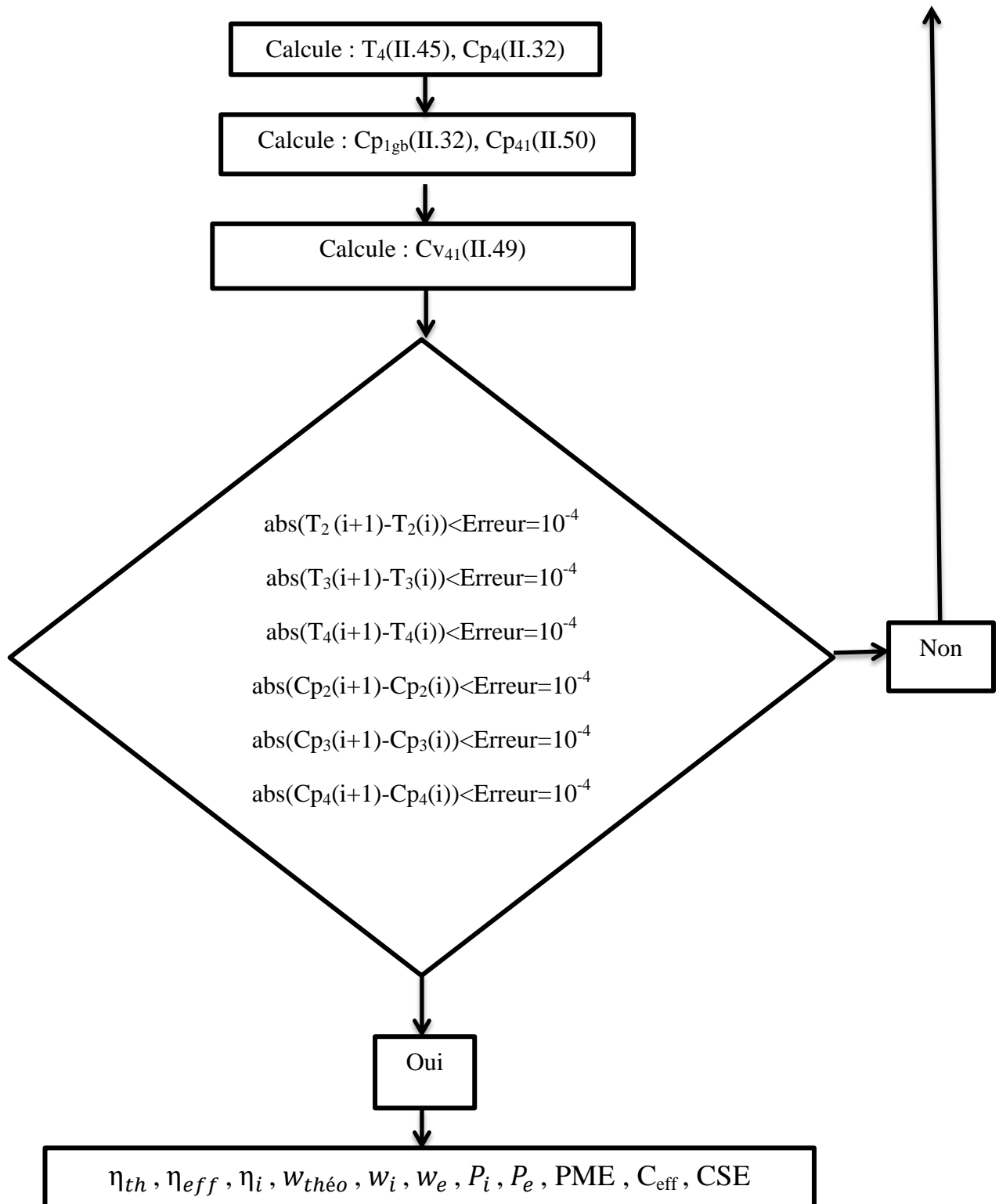


Figure (III.1): Organigramme de calcul des performances d'un moteur basé sur le cycle de Beau de Rochas

III.3. Effet de la température d'admission sur la puissance et la pression moyenne effective

La variation de la puissance effective et la pression moyenne effective du moteur en fonction de la température d'admission T_1 sont présentées sur les figures (III.2) et (III.3). Les courbes sont tracées pour les deux cas 'essence' et 'GPL' avec T_1 variant entre 25°C jusqu'à 45°C. On observe que:

- La puissance effective et la pression moyenne effective diminuent avec l'augmentation de la température d'admission car les deux performances P_e et PME dépendent du travail effectif du cycle qui diminue avec l'augmentation de T_1 .
- Les valeurs maximales de la puissance effective et la pression moyenne effective sont obtenues à la plus basse température.
- La puissance effective et la pression moyenne effective du moteur 'essence' sont supérieures à celles du moteur alimenté par le GPL, cela est due au fait que le travail effectif du cycle essence est supérieur à celui du moteur 'GPL'.
- Selon le tableau (III.1), le pourcentage maximal d'augmentation de la puissance effective par l'utilisation de l'essence par rapport au GPL égale 5,65 %
- le tableau (III.2) indique que le pourcentage maximal d'augmentation de la PME par l'utilisation de l'essence par rapport au GPL égale 5,65 %.

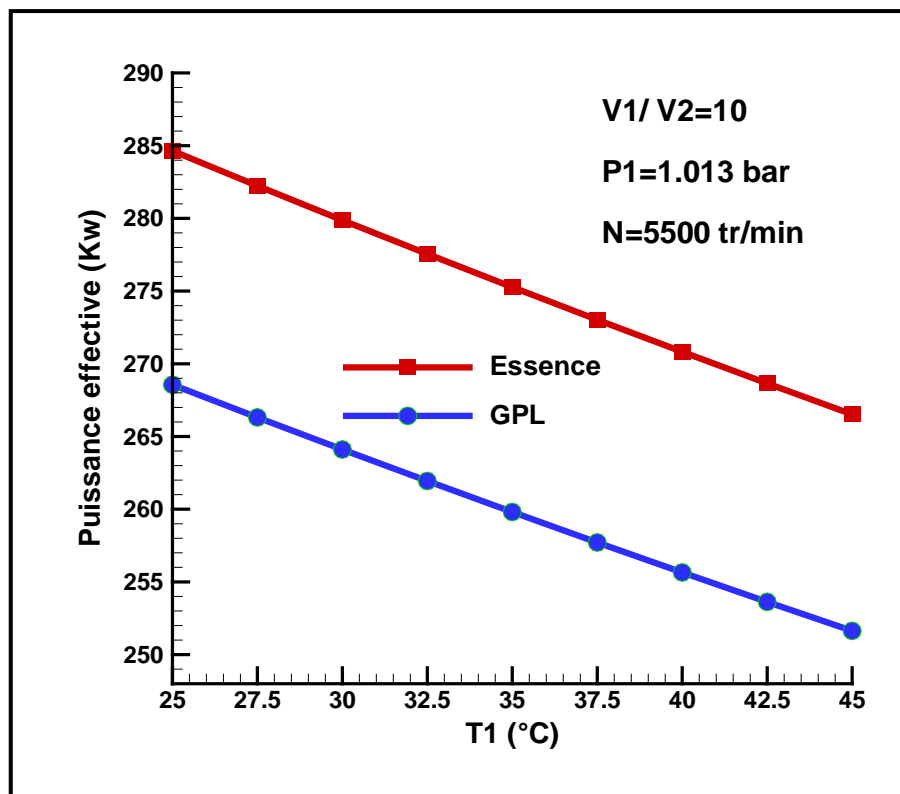


Figure (III.2): Effet de T_1 sur la puissance effective.

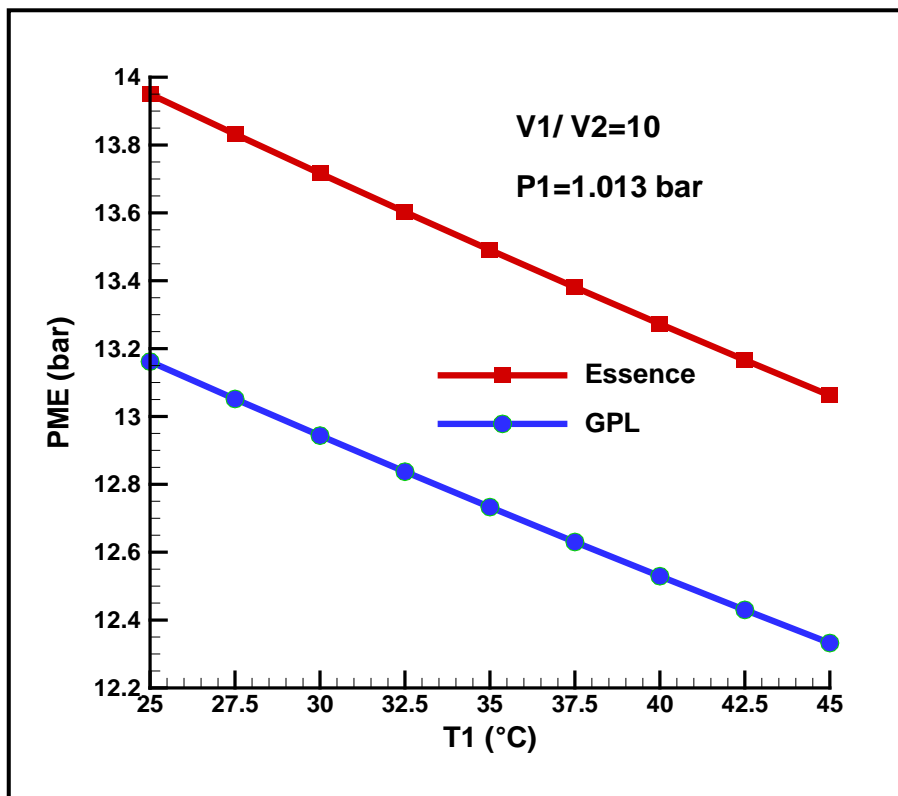


Figure (III.3): Effet T₁ sur la pression moyenne effective.

Tableau (III.1): Comparaison entre les puissances effectives d'essence et GPL.

T ₁ (°C)	Puissance effective d'essence (Kw)	Puissance effective de GPL (Kw)	$\frac{Pe_{essence} - Pe_{GPL}}{Pe_{essence}}$
25	284,643	268,558	5,650 %
27.5	282,237	266,312	5,642 %
30	279,874	264,106	5,633 %
32.5	277,553	261,938	5,625 %
35	275,271	259,807	5,617 %
37.5	273,028	257,712	5,609 %
40	270,823	255,652	5,601 %
42.5	268,653	253,626	5,593 %
45	266,519	251,633	5,585 %

Tableau (III.2): Comparaison entre les pressions moyennes effectives d'essence et GPL.

T_1 (°C)	PME pour essence (bar)	PME pour GPL (bar)	$\frac{PME_{essence} - PME_{GPL}}{PME_{essence}}$
25	13,950	13,161	5,650 %
27.5	13,832	13,051	5,642 %
30	13,716	12,943	5,634 %
32.5	13,602	12,837	5,626 %
35	13,490	12,732	5,571 %
37.5	13,380	12,630	5,610 %
40	13,272	12,529	5,599 %
42.5	13,166	12,429	5,593 %
45	13,061	12,332	5,585 %

III.4. Effet de la température d'admission sur le rendement thermique et effectif

Les variations du rendement thermique et effectif du moteur en fonction de la température d'admission sont présentées sur les figures (III.4) et (III.5). Les courbes sont tracées pour les deux combustibles 'essence' et 'GPL' avec T_1 entre 25°C jusqu'à 45°C. On observe que:

- Les rendements thermique et effectif du cycle diminuent légèrement avec l'augmentation de la température d'admission. Donc l'influence de T_1 sur les rendements est négligeable.
- Le rendement thermique du moteur alimenté par le GPL est supérieur à celui qui est alimenté par l'essence, ça revient que le pouvoir calorifique du GPL est supérieur à celui de l'essence ($PCI_{GPL} = 45,9037 \text{ MJ/Kg} > PCI_{Essence} = 44,566 \text{ MJ/Kg}$).
- Le rendement effectif du moteur 'essence' est supérieur à celui du moteur alimenté par le GPL ça est justifié que la puissance effectif du moteur 'essence' est supérieur à celui du moteur alimenté par GPL.
- Selon le tableau (III.3), la valeur maximale d'amélioration du rendement thermique par l'utilisation du combustible GPL par rapport à l'essence est 1,306%
- Selon le tableau (III.4), la valeur maximale d'amélioration du rendement effectif par l'utilisation du combustible GPL par rapport à l'essence est 5,682 %

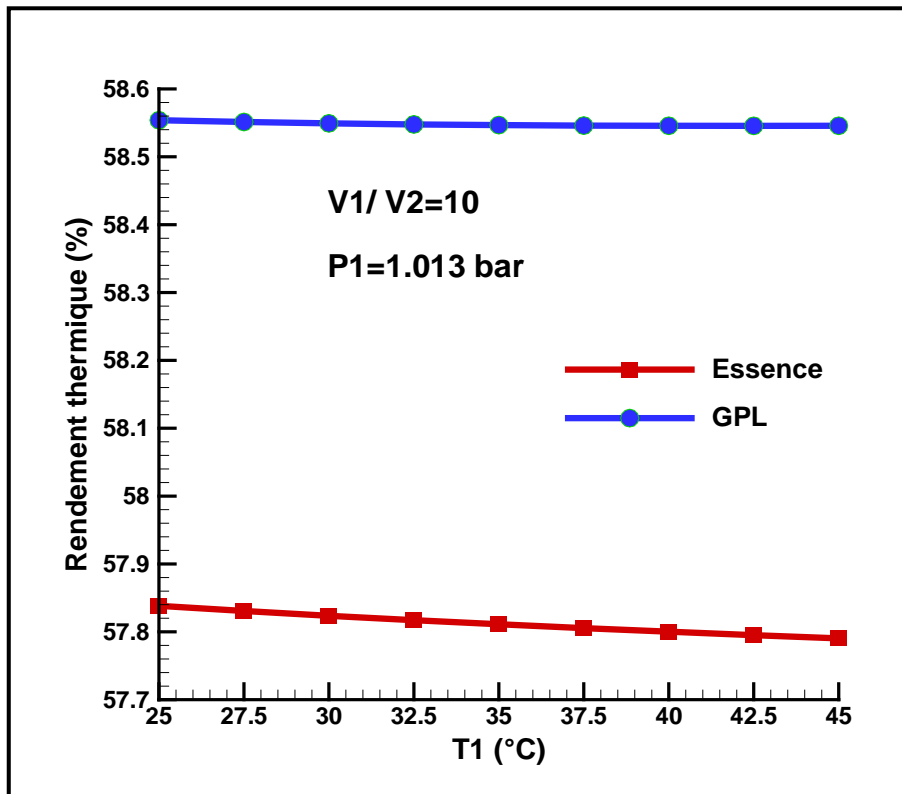


Figure (III.4) : Effet T_1 sur le rendement thermique.

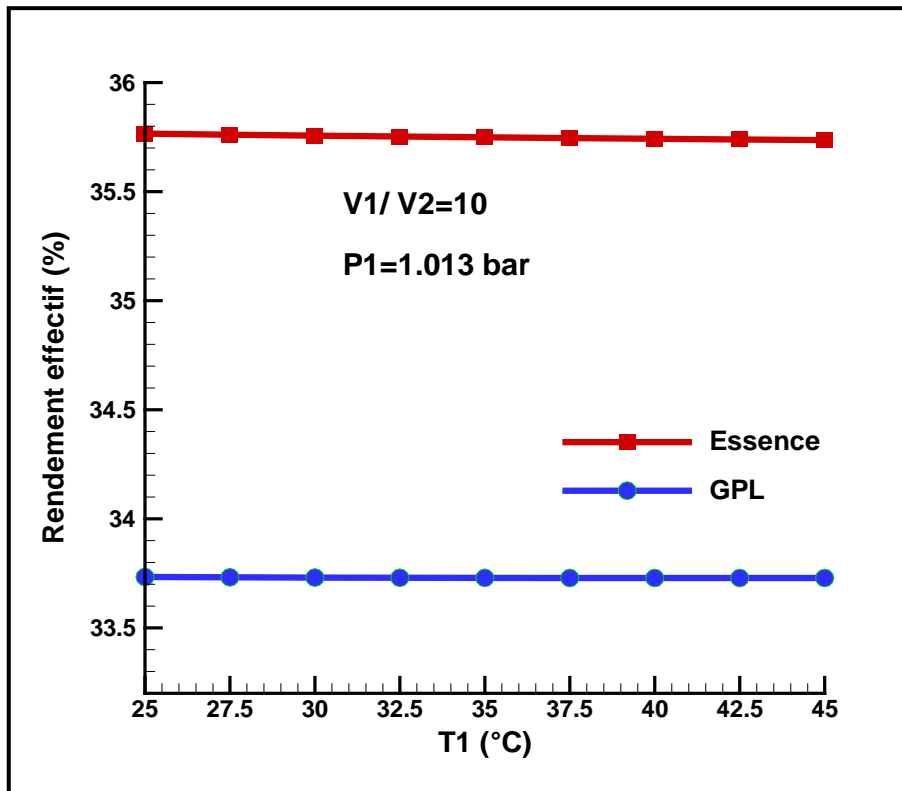


Figure (III.5): Effet T_1 sur le rendement effectif.

Tableau (III.3): Comparaison entre les rendements thermique essence et GPL.

T_1 (°C)	Rendement thermique essence (%)	Rendement thermique GPL (%)	$\frac{\eta_{essence} - \eta_{GPL}}{\eta_{essence}}$
25	57,838	58,553	-1,237 %
27.5	57,830	58,551	-1,246 %
30	57,823	58,549	-1,255 %
32.5	57,817	58,547	-1,263 %
35	57,811	58,546	-1,272 %
37.5	57,804	58,546	-1,281 %
40	57,80	58,545	-1,289 %
42.5	57,795	58,545	-1,298 %
45	57,790	58,545	-1,306 %

Tableau (III.4): Comparaison entre les rendements effectifs essence et GPL.

T_1 (°C)	Rendement effectif pour l'essence (%)	Rendement effectif pour GPL (%)	$\frac{\eta_{eff.essence} - \eta_{eff.GPL}}{\eta_{eff.essence}}$
25	35,765	33,733	5,682 %
27.5	35,761	33,731	5,674 %
30	35,756	33,730	5,666 %
32.5	35,752	33,729	5,658 %
35	35,748	33,729	5,649 %
37.5	35,745	33,728	5,641 %
40	35,742	33,728	5,633 %
42.5	35,739	33,728	5,625 %
45	35,736	33,728	5,617 %

II.5. Effet de la température d'admission sur la consommation effective:

La figure (III.6) illustre la variation de la consommation effective d'un moteur en fonction de la température d'admission avec T_1 entre 25°C jusqu'à 45°C. Nous avons trouvées que:

- L'influence de T_1 sur la consommation effective du cycle n'est pas importante car l'augmentation CSE est très légère pour les deux combustibles.
- La CSE augmente avec l'augmentation de T_1 car P_e augmente par l'accroissement de T_1

- la consommation effective du moteur GPL est supérieur à celle du moteur 'essence' ça est due que la puissance effective d'essence est supérieur du GPL. Ce résultat est cohérent avec ce qui est décrit dans la référence [19]
- Selon le tableau (III.5), la différence relative maximale de la consommation effective entre l'essence et le GPL égale 2,935%.

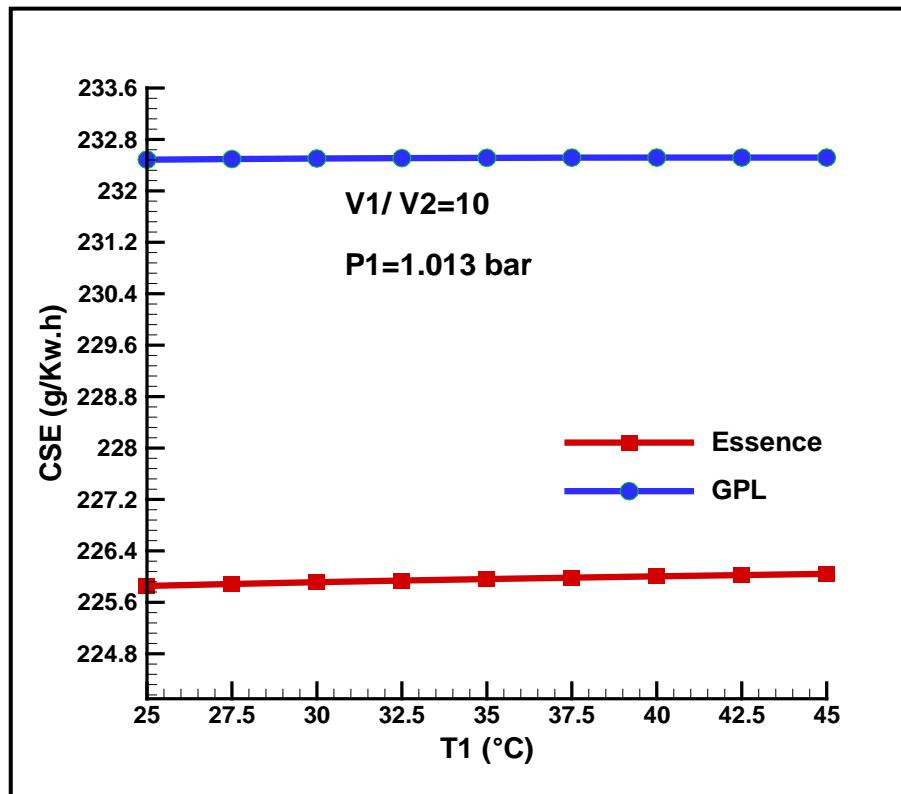


Figure (III.6): Effet de T_1 sur la consommation spécifique effective.

Tableau (III.5): Comparaison entre les consommations spécifiques effectives essence et GPL.

T_1 (°C)	CSE essence (g/Kw.h)	CSE GPL (g/Kw.h)	$\frac{CSE_{essence} - CSE_{GPL}}{CSE_{essence}}$
25	225,855	232,485	-2,935 %
27.5	225,885	232,495	-2,926 %
30	225,913	232,503	-2,917 %
32.5	225,938	232,509	-2,908 %
35	225,961	232,513	-2,899 %
37.5	225,984	232,516	-2,8906%
40	226,004	232,517	-2,881 %
42.5	226,024	232,518	-2,792 %

45	226,043	232,517	-2,864 %
----	---------	---------	----------

III.6. Effet de la température d'admission sur le couple effectif

La variation du couple effectif du moteur en fonction de la température d'admission T_1 sont présentée sur la figure (III.7). Les courbes sont tracées pour essence et GPL. On observe que:

- Le couple effectif du cycle diminue avec l'augmentation de la température d'admission. Donc la valeur maximale est atteinte pour la plus basse température.
- L'augmentation de la température fait décroître le couple effectif de l'essence de 494,45 N.m à 462,97 N.m (diminution de 6,36%)
- L'augmentation de la température fait décroître le couple effectif de GPL de 488,288 N.m à 457,514 N.m (diminution de 6,30%)
- Le couple effectif du moteur 'essence' est supérieur à celui du moteur alimenté par le GPL car la puissance effective dans l'essence est supérieure à celui du moteur alimenté par GPL.
- La comparaison présentée dans le tableau (III.6) indique que la différence maximale entre le couple GPL et le couple essence est presque 1,247 %.

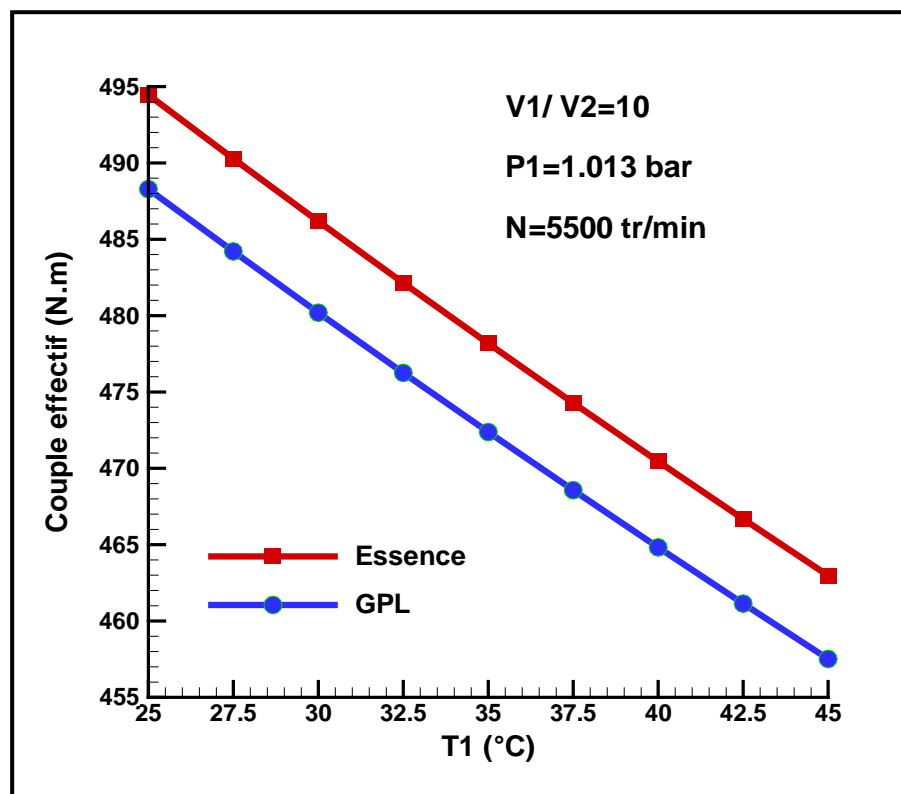


Figure (III.7): Effet de T_1 sur le couple effectif.

Tableau (III.6): Comparaison entre les couples effectifs d'essence et GPL.

T_1 (°C)	Couple effectif d'essence (N.m)	Couple effectif de GPL (N.m)	$\frac{C_{e_{essence}} - C_{e_{GPL}}}{C_{e_{essence}}}$
25	494,458	488,288	1,247 %
27.5	490,279	484,204	1,239 %
30	486,175	480,192	1,230 %
32.5	482,142	476,251	1,221 %
35	478,179	472,376	1,213 %
37.5	474,282	468,568	1,204 %
40	470,451	464,822	1,196 %
42.5	466,683	461,138	1,187 %
45	462,975	457,514	1,179 %

III.7. Effet de la température d'admission sur la température de combustion

Afin de protéger les matériaux du moteur (culasse, cylindre, piston, soupape..), nous avons étudié l'influence de T_1 sur la température de combustion T_3 qui représente la température la plus élevée dans le cycle. Les résultats sont montrés sur la figure (III.8). On observe que:

- La température de combustion croît avec l'augmentation de la température d'admission.
- Le profil de T_3 en fonction de T_1 a une forme linéaire pour les deux combustibles
- la température de combustion T_3 pour le cas du moteur 'essence' est plus élevée à celle du moteur GPL, ça revient que la quantité de masse de carburant de l'essence pour le cas stœchiométrique est supérieur à celle du GPL. Ces résultats ont la même tendance avec celle présentés dans [19]
- Le tableau (III.7) montre que la température maximale de la combustion est obtenue à ($T_1=45^\circ\text{C}$) où ($T_3 = 2304,204^\circ\text{C}$) pour l'essence et ($T_3 = 2274,531^\circ\text{C}$) pour le GPL.
- Le tableau (III.7) illustre aussi que la différence de température T_3 (entre le cas de l'essence et le cas du GPL) est comprise dans l'intervalle ($28^\circ\text{C} - 29^\circ\text{C}$).

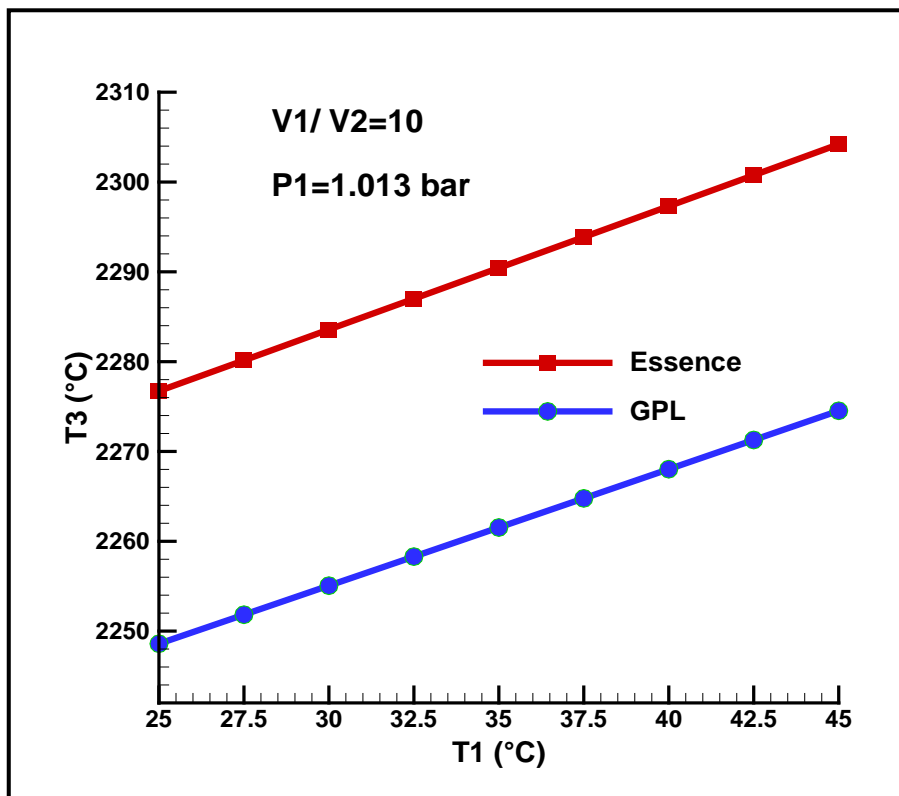


Figure (III.8): Effet de T₁ sur T₃.

Tableau (III.7): Comparaison entre T₃ d'essence et GPL.

T ₁ (°C)	T ₃ d'essence (°C)	T ₃ de GPL (°C)	T ₃ _{essence} – T ₃ _{GPL}
25	2276,728	2248,593	28.135
27.5	2280,149	2251,823	28.326
30	2283,574	2255,056	28.518
32.5	2287,003	2258,293	28.71
35	2290,436	2261,533	28.903
37.5	2293,872	2264,777	29.095
40	2297,312	2268,025	29.287
42.5	2300,756	2271,276	29.48
45	2304,204	2274,531	29.673

III.8. Effet du rapport volumétrique sur le rendement thermique et effectif

La variation du rendement thermique et le rendement effectif du cycle en fonction du rapport volumétrique sont montrées sur les deux figures (III.9) et (III.10) pour \mathcal{E} varie entre 9 et 11. On constate que:

- L'élévation de la valeur du rapport volumétrique ($\mathcal{E} = V_1/V_2$) à un effet positif sur le rendement thermique et effectif
- La figure (III.11) montre que l'élévation de la valeur du rapport volumétrique (c.à.d. augmentation du volume unitaire) se traduit par une augmentation du travail du cycle ce qui entraîne l'amélioration du rendement thermique et effectif
- Pour le moteur 'essence' l'élévation du ' \mathcal{E} ' fait améliorer le rendement thermique de 56,5749 à 58,86 (augmentation de 4,05%)
- Pour le moteur 'GPL' l'élévation du ' \mathcal{E} ' fait améliorer le rendement thermique de 57,32 à 59,63 (augmentation de 4,03%)
- Pour le moteur 'essence' l'élévation du ' \mathcal{E} ' fait améliorer le rendement effectif de 34,57 à 36,39 (augmentation de 5,35%)
- Pour le moteur 'GPL' l'élévation du ' \mathcal{E} ' fait améliorer le rendement effectif de 33,025 à 34,35 (augmentation de 4,02%)
- La comparaison montrée dans le tableau (III.8) indique que l'augmentation du rendement thermique par rapport au GPL est 1,325 %
- La comparaison montrée dans le tableau (III.9) indique que l'augmentation du rendement effectif par rapport au GPL est 1,610 %

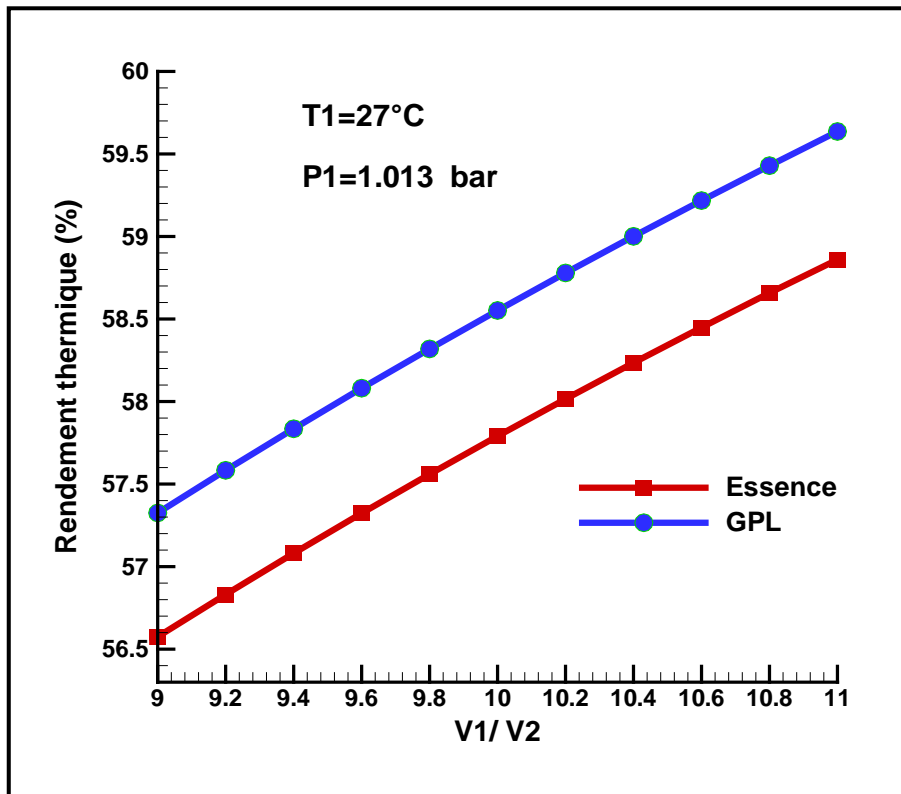


Figure (III.9): Effet de rapport volumétrique sur le rendement thermique.

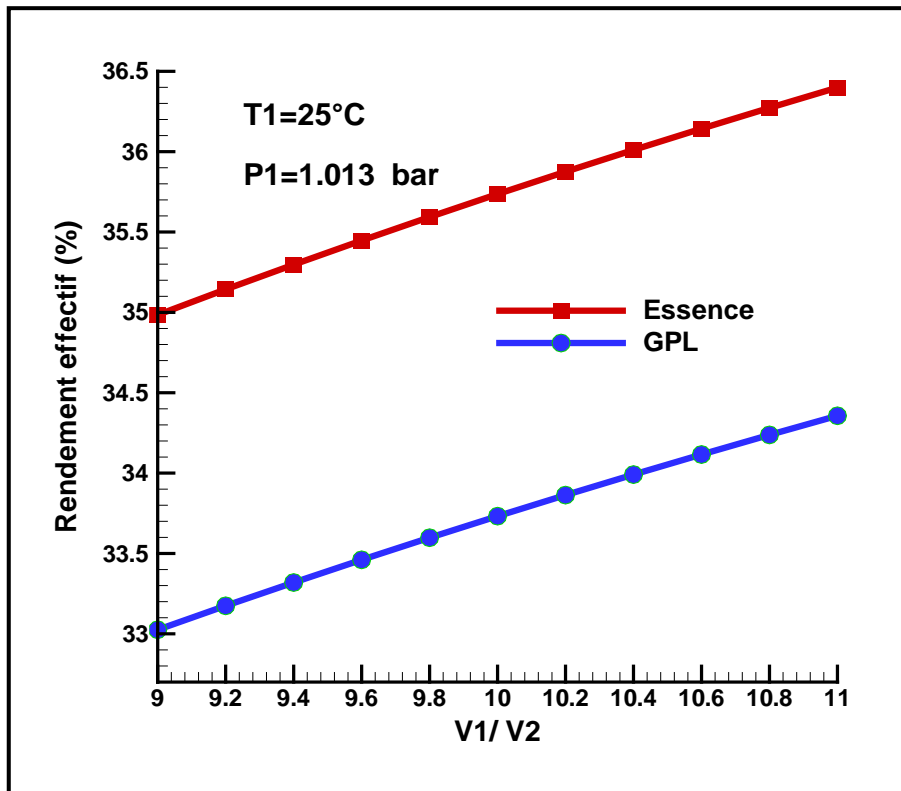


Figure (III.10): Effet de rapport volumétrique sur le rendement effectif.

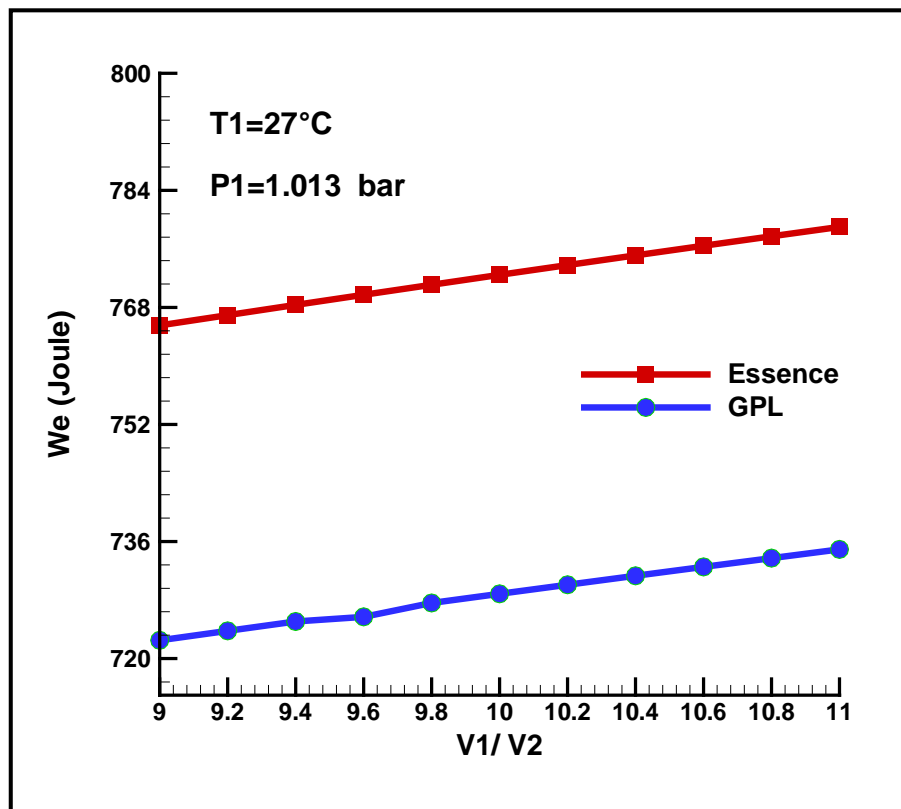


Figure (III.11) : Effet de rapport volumétrique sur le travail effectif.

Tableau (III.8): Effet de rapport volumétrique sur le rendement thermique.

Rapport volumétrique ϵ	Rendement thermique essence (%)	Rendement thermique GPL (%)	$\frac{\eta_{essence} - \eta_{GPL}}{\eta_{essence}}$
9	56,574	57,325	-1,325 %
9.2	56,831	57,58	-1,323 %
9.4	57,080	57,834	-1,321 %
9.6	57,323	58,080	-1,321 %
9.8	57,559	58,318	-1,318 %
10	57,790	58,551	-1,317 %
10.2	58,015	58,779	-1,316 %
10.4	58,234	59,000	-1,315 %
10.6	58,448	59,217	-1,315 %
10.8	58,657	59,429	-1,314 %
11	58,86	59,636	-1,318 %

Tableau (III.9): Effet de rapport volumétrique sur le rendement effectif.

Rapport volumétrique ϵ	Rendement effectif d'essence (%)	Rendement effectif de GPL (%)	$\frac{\eta_{eff.essence} - \eta_{eff.GPL}}{\eta_{eff.essence}}$
9	34,5749	33,0253	4,481 %
9.2	35,1429	33,1742	5,601 %
9.4	35,2971	33,3191	5,603 %
9.6	35,4473	33,4603	5,605 %
9.8	35,5935	33,5979	5,606 %
10	35,7361	33,7321	5,607 %
10.2	35,8751	33,8630	5,608 %
10.4	36,0108	33,9908	5,609 %
10.6	36,1432	34,1156	5,609 %
10.8	36,2725	34,2375	5,610 %
11	36,3988	34,3567	5,610 %

III.9.Effet de rapport volumétrique sur la puissance effective

La variation de la puissance effective du moteur en fonction de rapport volumétrique sont illustrées sur le figure (III.12).les résultats sont calculés dans les conditions suivantes. On observe que:

- La puissance effective augmente avec l'augmentation du rapport volumétrique.
- la puissance effective d'essence est légèrement supérieure à celle du GPL, cela est due que le travail effectif du cycle essence est supérieur à celui du GPL.
- Selon tableau (III.10) l'augmentation de ' ϵ ' offre une augmentation de puissance effectif de 264,433Kw jusqu'à 268,981Kw (donc une augmentation de 4,54 Kw) pour le combustible essence.
- Selon tableau (III.10) l'augmentation de ' ϵ ' offre une augmentation de puissance effectif due 264,175 Kw jusqu'à 268.747 Kw (donc une augmentation de 4,57 Kw) pour le combustible GPL.
- La différence relative entre 'essence' est 'GPL' est négligeable et égale 0.097 %

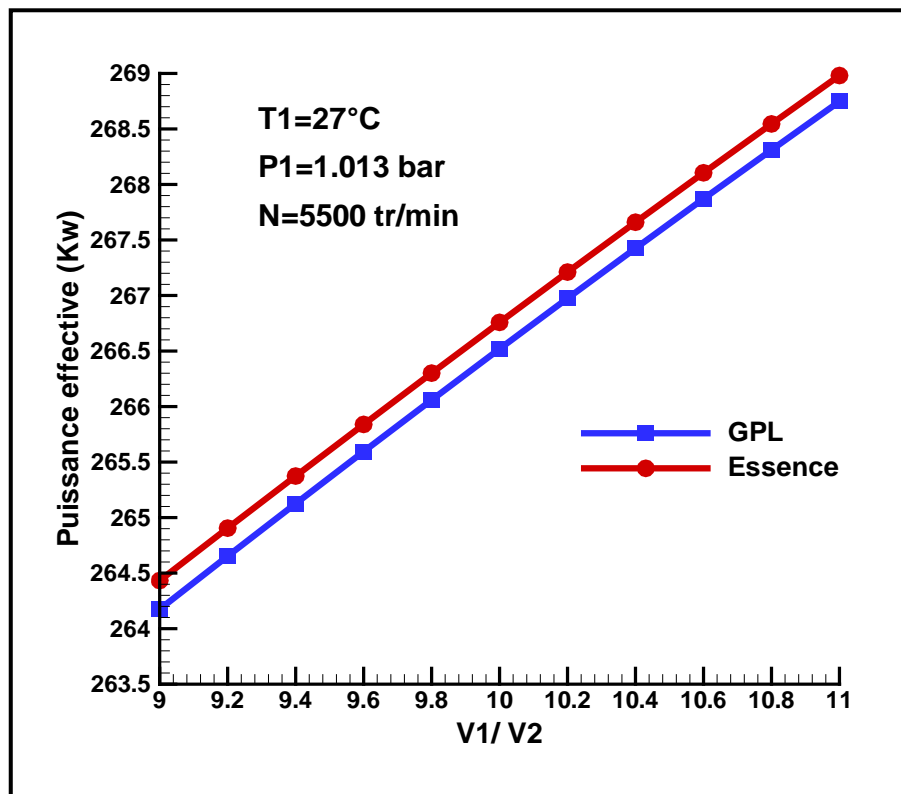


Figure (III.12): Effet de rapport volumétrique sur la puissance effective.

Tableau (III.10): Effet de rapport volumétrique sur la puissance effective.

Rapport volumétrique ϵ	Puissance effective d'essence (Kw)	Puissance effective de GPL (Kw)	$\frac{Pe_{essence} - Pe_{GPL}}{Pe_{essence}}$
9	264,433	264,175	0,097 %
9.2	264,905	264,653	0,095 %
9.4	265,374	265,126	0,093 %
9.6	265,839	265,595	0,091 %
9.8	266,301	266,059	0,090 %
10	266,758	266,519	0,089 %
10.2	267,211	266,974	0,088 %
10.4	267,660	267,425	0,087 %
10.6	268,105	267,871	0,087 %
10.8	268,545	268,311	0,087 %
11	268,981	268,747	0,087 %

III.10. Effet de rapport volumétrique sur la température de combustion

Afin de garantir que les matériaux du moteur ne soient pas endommagés par des températures élevées, il est nécessaire de contrôler la température de combustion afin qu'elle ne dépasse pas une valeur critique. Dans ce cas nous avons étudié l'effet de rapport volumétrique sur la température de combustion. Les résultats trouvés qui sont présentées sur la figure (III.13) affirment que :

- L'accroissement du ' ϵ ' fait augmenter linéairement la température T_3 .
- La température T_3 augmente avec l'augmentation de ' ϵ ' qui fait élever la température T_2 et par conséquent T_3 augment. Ce résultat est cohérent avec les relations (II.10) et (II.17).
- Pour le cas de l'essence, l'augmentation du ' ϵ ' fait créer une élévation de T_3 de 2289,117 °C jusqu'à 2318,31 °C (différence absolue de 29,20)
- Pour le cas de 'GPL', l'augmentation du ' ϵ ' fait créer une élévation de T_3 de 2237,91 °C jusqu'à 2263,49 °C (différence absolue de 29,20)
- Dans le moteur 'essence' la température T_3 est supérieur à celle du moteur alimenté par le GPL car nous avons trouvées T_2 cycle essence $>$ T_2 cycle GPL.
- La valeur maximale de la différence ($T_{3\text{Essence}} - T_{3\text{GPL}}$) = 54,824

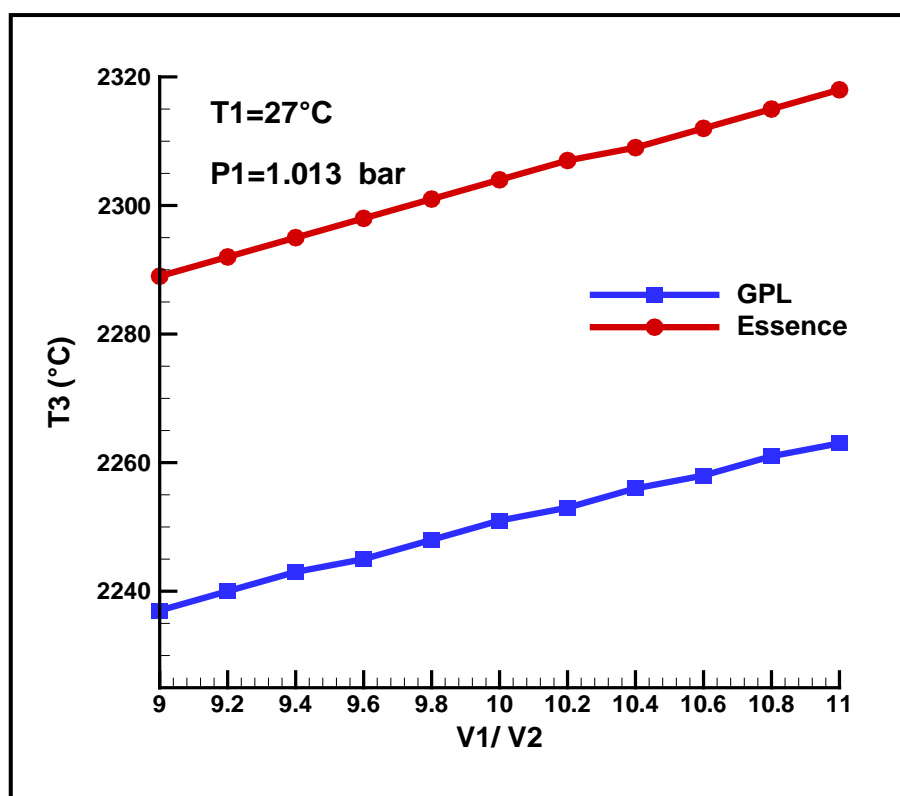


Figure (III.13): Effet de rapport volumétrique sur la température de combustion.

Tableau (III.11): Effet de rapport volumétrique sur la température de combustion.

Rapport volumétrique ϵ	T_3 cycle essence (°C)	T_3 cycle GPL (°C)	$T_{3_{essence}} - T_{3_{GPL}}$
9	2289,117	2237,919	51,198
9.2	2292,22	2240,653	51,567
9.4	2295,279	2243,344	51,935
9.6	2298,294	2245,995	52,299
9.8	2301,269	2248,605	52,664
10	2304,204	2251,176	53,028
10.2	2307,099	2253,71	53,389
10.4	2309,958	2256,208	53,75
10.6	2312,78	2258,67	54,11
10.8	2315,567	2261,099	54,468
11	2318,319	2263,495	54,824

Conclusion générale

Dans le présent travail, nous avons présentés une étude paramétrique sur les performances d'un moteur à combustion interne à quatre temps basé sur le cycle de Beau de Rochas. L'étude a été faite pour deux types de combustibles (essence et GPL) et pour une combustion stoechiométrique. Le but de ce mémoire est d'examiner l'influence de plusieurs paramètres affectant sur le moteur. Pour rendre le calcul simple et rapide nous avons développé un programme en Langage Fortran qui peut résoudre les équations par une méthode itérative. Le calcul est fait pour ' ϵ ' variant entre 9 et 11. La température d'admission variant entre 25 et 45°C.

Selon les résultats obtenus, on peut conclure que :

- la puissance effective, la pression moyenne effective et le couple effectif diminuent avec l'augmentation la température d'admission T_1 .
- la température de combustion T_3 est proportionnelle avec la température d'admission T_1
- l'influence de la température d'admission T_1 sur le rendement thermique, rendement effectif et la consommation effective est négligeable.
- L'augmentation du rapport volumétrique entraîne l'amélioration du rendement thermique, rendement effectif et la puissance effective
- La température de combustion T_3 augmente avec l'accroissement du rapport volumétrique
- la puissance effective, la pression moyenne effective, le couple effectif, rendement effectif et la température de combustion T_3 du moteur à essence sont supérieures à celles du moteur alimenté par le GPL.
- le rendement thermique et la consommation effective du moteur à essence sont inférieurs à celles du moteur alimenté par le GPL.

Bibliographique

- [1] Mohamed Bencherif, étude Moteurs à Combustion Interne, Combustion et Eléments de Carburation, université des Sciences et de la Technologie d'Oran - Mohammed Boudiaf
- [2] A. M. Bouchoucha, cour généralité sur les moteur à combustion interne, université de Mila
- [3] G. Maillard, Technologie de l'automobile, juin 1986
- [4] Moteurs thermiques, Edition castilla-Paris Tom 1 et Tom 2, Année 1992 [5] Document de l'entreprise BERGERATMONNOYRUR« énergieCAT».
- [5] Document de l'entreprise BERGERATMONNOYRUR« énergieCAT».
- [6] Cours de moteur thermique, LAEMA2, Année 2013
- [7] Conception des systèmes de gaz de pétrole liquéfié : Conception, installation, maintenance de « William L. Reeves », publié en 2012 aux éditions Elsevier.
- [8] Benabdallah Issam – Mouada Abdehamid mémoire de master professionnel sur la minimisation des pertes d'énergie du moteur diesel Caterpillar 3512 V – 2013.
- [9] Centre Universitaire Belhadj Bouchaib d'Ain-Temouchent Institut des Sciences et de la Technologie Département de Génie Mécanique (Etude des performances mécaniques et énergétiques d'un moteur d'automobile à hydrogène)
- [10] Acapros voyage-et-tourisme.avantages-et-inconvenients-de-la-voiture-essence
- [11] Dossier technique A.N.F.A. « Le GPLc » Edition 2000
- [12] Mma Zeroblaba voiture GPL avantages inconvénients
- [13] Istaie blogspot.les-differences-entre-un-moteur-essence
- [14] Calameo. Books 002413711d03078cd4f60
- [15] Fuel Cells and Hydrogen: From Fundamentals to Applied Research par —Detlef Stolten et Bernd Emons.
- [16] Mr.Mohammed Raouf Malek, étude thermodynamique d'un moteur à combustion interne utilisant hythane comme carburant, école nationale de polytechnique
- [17] Eric Goncahés et Jean-Paul Thibault, cycles thermodynamiques des machines thermiques Institut national polytechnique de Grenoble, Octobre 2006

Bibliographique

- [18] Gabriel Vézina, thèse de doctorat, conception d'un moteur à Combustion interne à piston Effectuant la combustion d'un Monoergol liquide en anaérobic. Université de Sherbrooke
- [19] Mémoire master 2, étude comparative d'un moteur a bicarburation (Essence /GPL-c) Universite-Abderrhmane Mira Bejaia 2020.