

REPUBLICQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'EDUCATION NATIONALE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département: GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

**CYCLES THERMODYNAMIQUES
DES
MOTEURS A COMBUSTION INTERNE**

Proposé par:

Mr BOUKABACHE

Etudié par:

A. BOUFIDJELINE
F. BOUKADOUM

Dirigé par:

M. BOUKABACHE

PROMOTION: Juillet 1993

E.N.P. 10, Avenue Hacén Badi El-Harrach - ALGER -

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'EDUCATION NATIONALE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département: GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

SUJET

**CYCLES THERMODYNAMIQUES
DES
MOTEURS A COMBUSTION INTERNE**

Proposé par:

Mr BOUKABACHE

Etudié par:

A. BOUFIDJELINE
F. BOUKADOUM

Dirigé par:

M. BOUKABACHE

PROMOTION: Juillet 1993

E.N.P. 10, Avenue Hacén Badi El-Harrach - ALGER -

Dédicace

Je dédie ce modeste travail, à :

- Mes chers parents
- Mes frères et sœurs
- Mes amis
- Sarah et Kalim

Boukadour Fatch

(الإهداء)

أهدي هذا العمل إلى :

- عائلتي التي عايشتها طوال دراستي.
- أمي وأبي وإخوتي.
- أصدقائي.
- كل يتيم في هذا العالم.
- كل من أحب الناس كمنفسه.
- كل من رابط في إرضاء ربه.

عيسى بوفيجلين

Boufidjeline Aissa

REMERCIEMENTS

Nous tenons principalement à remercier, M. BOUKABACHE pour sa prise en charge de notre projet, sur un sujet aussi ardu que passionnant et pour les conseils, le savoir et l'expérience qu'il nous a transmis tout au long de cette année.

Nous voudrions associer à nos remerciements M. BENBRAIKA et H. BENNOUR pour l'aide qu'ils nous ont apporté.

Nos vifs remerciements s'adressent aussi aux enseignants qui ont contribué à notre formation d'ingénieur.

-Resumé :

Le projet consiste à améliorer une méthode de calcul thermodynamique des cycles des moteurs à combustion interne et à développer un logiciel permettant de simuler les pressions dans le cylindre et de déterminer les caractéristiques du moteur .

-Mots clés :

génie motoriste, combustion, analyse énergétique, modélisation.

-Abstract :

This project consist to improve a method of thermodynamics calculs of internal combustion's motors and to infold a program to permit a simulation of pressures in cylindre and to determine characteristics of motors.

-Keywords' :

motor engineering, combustion, energetic analysis, modelling.

خلاصة

يهدف هذا المشروع إلى تحسين طريقة حساب الديناميك الحرارية لدورات المحركات ذات الإشعال الداخلي، وتطوير برنامج يسمح بإعطاء الضغط داخل الأسطوانة وحساب خصائص المحرك.

SOMMAIRE

INTRODUCTION

1

PREMIERE PARTIE

1-Généralités	3
2-Principe de fonctionnement des moteurs à combustion interne	4
3-Cycle des moteurs à combustion interne	8

DEUXIEME PARTIE

1-Processus de combustion	11
2-Identification du mélange réactionnel et des produits de combustion	13
3-Equations de base	19
4-Performances des moteurs à combustion interne	27

TROISIEME PARTIE

1-Calcul des différentes phases du cycle	32
2-Caractéristiques et performances du moteur	58
3-Application	61

QUATRIEME PARTIE

A-Structure du programme	63
B-Organigramme	65

CONCLUSION

66

NOTATIONS

C	course	m
C _p	chaleur massique à pression constante	KJ/Kg.K
\bar{C}	chaleur molaire	KJ/Kmole.K
C _e	couple effectif	KN.m
ch	consommation horaire	g/h
cse	consommation spécifique effective	g/Kwh
csi	consommation spécifique indiquée	g/Kwh
D	alésage	m
F	dosage	-
f	taux de gaz résiduels	-
H	enthalpie	KJ
h	enthalpie massique	KJ/Kg
\bar{h}	enthalpie molaire	KJ/Kmole
L	longueur de la bielle	m
M	masse molaire	g
m	masse	Kg
N	vitesse de rotation	tr/min
nc	nombre de cylindres	-
P	pression	KPa
PCI	pouvoir calorifique infirieur	KJ/Kg
P _e	puissance effective	Kw
P _i	puissance indiquée	Kw
p _{me}	pression moyenne effective	KPa
p _{mi}	pression moyenne indiquée	KPa
R	rayon de la manivelle	m
\bar{R}	constante molaire des gaz parfaits	KJ/mole.K

r	constante massique des gaz parfaits	KJ/Kg.K
T	température	K
V	volume	m ³
v	volume massique	m ³ /Kg
Vu	cylindrée unitaire	m ³
Vt	cylindrée totale	m ³
We	travail effectif	KJ
Wt	travail indiqué	KJ
α	excès d'air	-
γ	coefficient isentropique	-
η	rendement	-
ϕ	richesse	-
ϵ	rapport volumétrique de compression	-
ζ	pourcentage de combustible brûlé	-
ζ_P	part de chaleur perdue aux parois	-

-Indices inferieurs

c	combustible.
e	effectif.
f	de formation.
i	indiqué au (1,2,3)...relatif au point (i) du cycle.
m	mécanique.
p	à pression constante.
t	à température constante.
v	à volume constant.
o	conditions ambiantes.

-Indices superieurs

*	stoechiométrique
---	------------------

INTRODUCTION :

Depuis son apparition, le moteur à combustion interne est le moyen le plus compétitif de production de travail mécanique.

Les moteurs à essence et Diesel demeurent la solution qui présente les meilleurs chances économiques d'assurer la propulsion des véhicules. De nos jours l'adaptabilité du moteur à combustion interne à des combustibles de substitution tels que le G.P.L et le G.N.L dont la production ne pose pas de problème majeur, lui assure encore un avenir prospère.

Avant l'avènement des calculateurs, la conception des moteurs se faisait essentiellement par l'expérience, mais depuis le développement des ordinateurs, plusieurs études ont permis la mise au point de modèles mathématiques permettant de simuler le fonctionnement des moteurs à combustion interne .

La simulation permet de comprendre les phénomènes internes aux cylindres et de prévoir les performances et les points limites des moteurs .

La tâche qui nous a été proposée dans ce travail est :

La mise au point d'un logiciel de calculs thermodynamiques des moteurs à combustion interne à partir d'un logiciel existant .

Cette étude est divisée en quatre parties :

- Généralités, où l'on rappelle le principe de fonctionnement des moteurs et on montre les améliorations que l'on peut apporter en vue d'accroître leurs puissances.

- Combustion et équations de base : Dans cette partie après avoir défini les différents paramètres de combustion, on présente les équations de base.

- Principe de calcul : Cette partie est consacrée aux différentes phases de calcul, suivies d'un exemple d'application.

- Programme : Dans cette partie on présente la structure du programme .

Enfin on termine le travail avec une conclusion.

PREMIERE PARTIE

GENERALITES

1 - GENERALITES :

Le moteur à combustion interne est une machine thermique (motrice) chargée de fournir la puissance nécessaire à l'entraînement d'une autre machine (réceptrice) ou au déplacement d'un véhicule.

Constitué par un ensemble d'éléments très divers (bielles, pistons, cylindres, vilebrequin, etc...) et d'organes annexes lui permettant d'assurer ses différentes fonctions, il a pour but de transformer en force motrice l'énergie produite par la combustion d'un mélange d'air et de combustible.

Il est d'usage de distinguer deux classes principales de moteurs alternatifs à combustion interne qui se différencient précisément par les conditions dans lesquelles s'effectue la combustion.

Dans une première classe, qui est la plus ancienne, on range habituellement les moteurs à allumage artificiel ou à allumage commandé ordinairement désignés sous le nom de moteurs à explosion, et quelques fois aussi sous le nom de moteurs à carburation préalable.

Dans une deuxième classe, on regroupe généralement tous les autres moteurs à combustion interne sous le nom de moteurs à allumage par compression. Cette deuxième catégorie contenant en principe tous les moteurs couramment désignés sous le nom de moteurs Diesel.

Dans les moteurs à allumage commandé, le mélange est en principe complètement constitué avant l'allumage et celui-ci est provoqué (par une étincelle électrique) au moment choisie à cet effet.

Dans les moteurs à allumage par compression, le combustible est au contraire injecté au moment même où la combustion doit intervenir.

les deux tours de l'arbre manivelle. Il comprend les phases suivantes :

- a- Admission du mélange carburé (moteur à allumage commandé) ou de l'air (moteur à allumage par compression) pendant le déplacement du piston entre le PMH et le PMB.
Le cylindre est mis en communication avec le système d'admission par l'ouverture de la soupape d'admission .
- b- Fermeture de la soupape d'admission et compression des gaz frais entre le PMB et le PMH.
- c- Combustion et détente des gaz brûlés après inflammation des gaz frais .
- d- Ouverture d'une soupape d'échappement et expulsion des gaz brûlés pendant le retour du piston au PMH et fermeture de la soupape d'échappement.

Les soupapes d'admission et d'échappement sont généralement disposées dans la culasse. Elles sont ouvertes par un système culbuteurs commandés par un arbre à cames tournant à une vitesse égale à la moitié de celle de l'arbre manivelle.

La fermeture des soupapes est assurée par la détente d'un ressort qui a été comprimé pendant l'ouverture.

- MOTEURS SURALIMENTES :

Dans le but d'accroître leur puissance spécifique et leur puissance moyenne effective maximale on a depuis longtemps songé à suralimenter les moteurs à combustion interne . En principe cette suralimentation peut être assurée par un compresseur à commande indépendante ou entraîné mécaniquement par le moteur , ou actionné par une turbine utilisant les gaz d'échappement.

Les deux premières solutions étant de plus en plus abandonnées pour

des raisons de simplicité mécanique et d'économie, nous n'envisagerons dans ce qui suit que la troisième solution c'est à dire le cas des moteurs turbosuralimentés.

A - TURBOCOMPRESSEUR NON REFROIDI :

Au lieu d'être expulsés à l'air libre, les gaz d'échappement chauds provenant du moteur passent dans une turbine où ils se dilatent à la pression ambiante.

Cette détente des gaz, actionne un compresseur (monté sur le même arbre que la turbine) qui envoie les gaz frais comprimés au moteur.

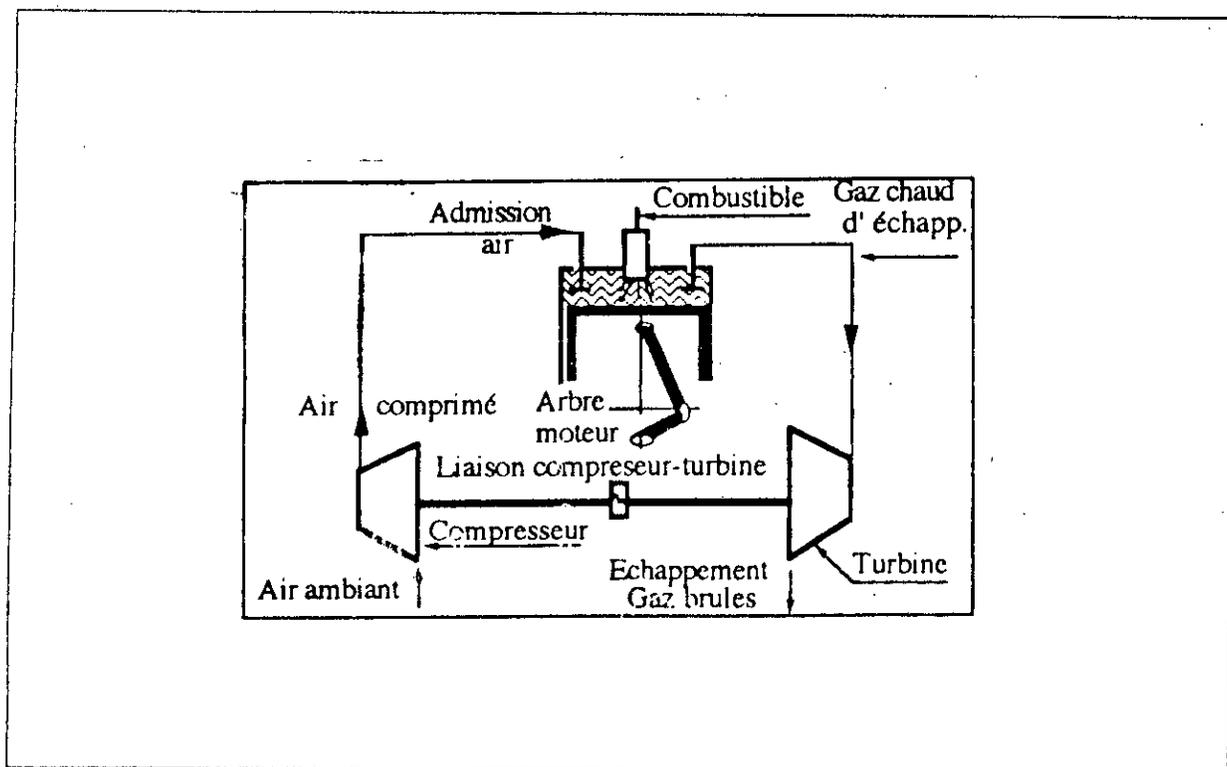


Fig .1.1 Suralimentation par turbocompresseur non refroidi

Le turbocompresseur fonctionne en effet dans ce cas comme une turbine à gaz dont le moteur constituerait la chambre de combustion et le rapport élevé qui existe entre la température des gaz d'échappement et la température des gaz servant à la suralimentation permet à cette turbine à gaz de tourner facilement sans apport de travail extérieur.

B - TURBOCOMPRESSEUR REFROIDI :

Déjà pour les moteurs à allumage commandé, en vue de diminuer le travail de compression des gaz frais et surtout d'augmenter la densité du mélange admis sous une pression de suralimentation donnée et de réduire la tendance à la détonation, on a été amené à effectuer la compression suivie d'un refroidissement .

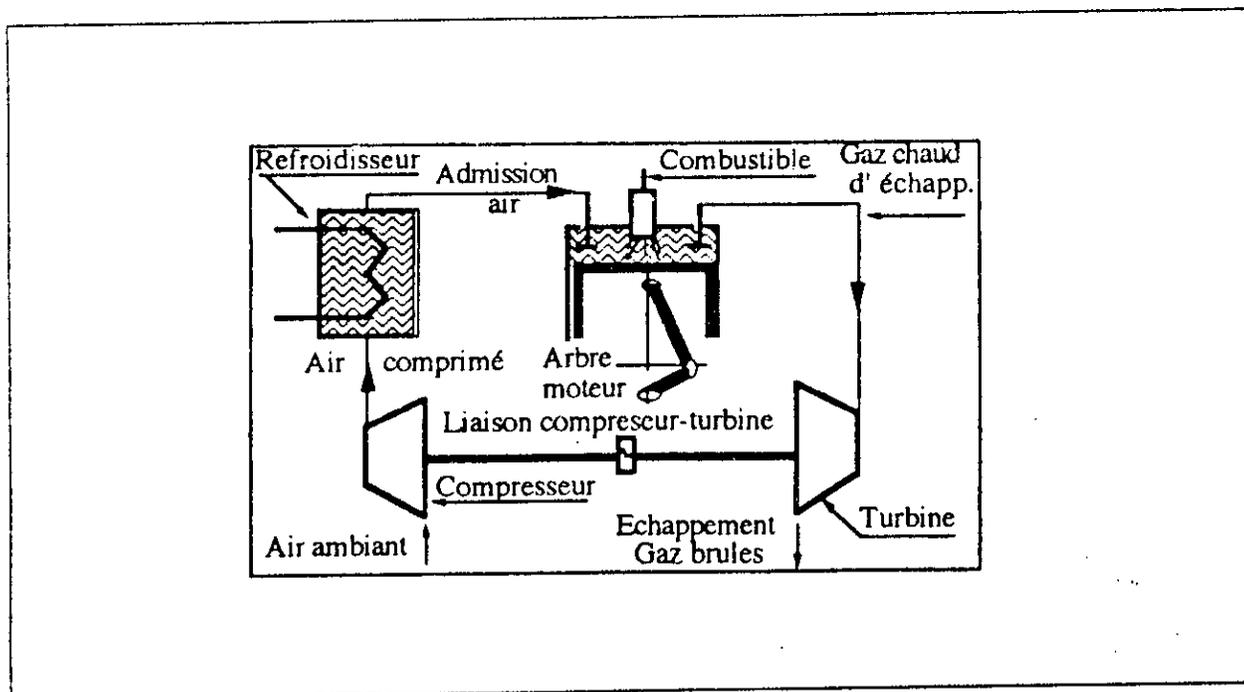


Fig .1.2 Suralimentation par turbocompresseur refroidi

Dans le cas des moteurs Diesel, pour lesquels le risque de détonation n'est pas à prendre en considération et par conséquent, la pression d'admission peut être plusieurs fois supérieure à la pression ambiante, l'intérêt de ce refroidissement est encore plus grand puisque permettant d'obtenir un plus grand remplissage massique pour une même pression de suralimentation.

3 - CYCLES THERMODYNAMIQUES :

Le cycle de Carnot est pratiquement impossible à réaliser dans les moteurs à combustion interne. On peut cependant considérer des diagrammes se rapprochant le plus possible de ceux qui figurent les variations de pression dans les moteurs réels.

3-1- Cycle de Beau de Rochas : (fig .1.3)

C'est le cycle du moteur à allumage commandé (essence, gaz).

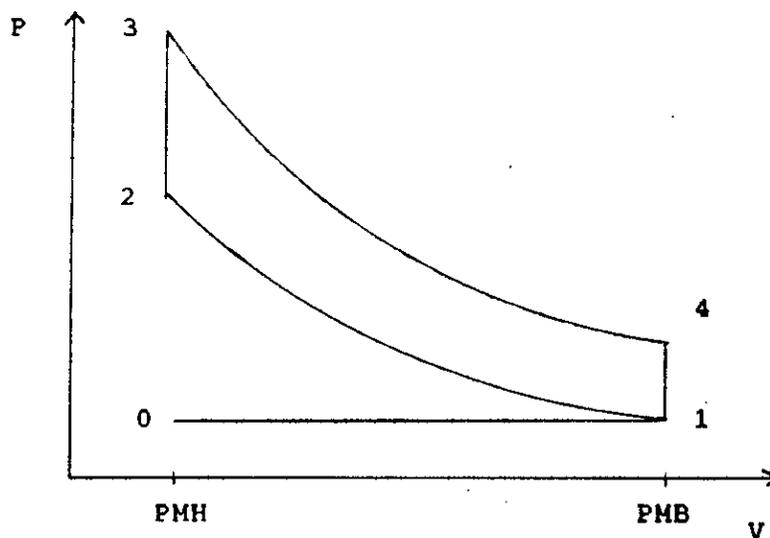


Fig .1.3 Allure du cycle de Beau de Rochas

L'air (auquel on ajoute du combustible) est prélevé à la pression atmosphérique constante (0-1).

Cet air carburé est comprimé adiabatiquement dans le cylindre (1-2), et sous l'action catalysatrice d'une étincelle, le mélange brûle à volume constant (2-3). Les gaz brûlés se détendent adiabatiquement dans le cylindre (3-4). En fin de course, les gaz brûlés s'échappent, d'abord à volume constant (4-1) puis à pression atmosphérique constante (1-0).

le cycle recommence. Nous sommes en présence d'un cycle ouvert.

3-2- Cycle Diesel : (fig .1.4)

c'est le cycle du moteur à allumage par compression (moteur Diesel)

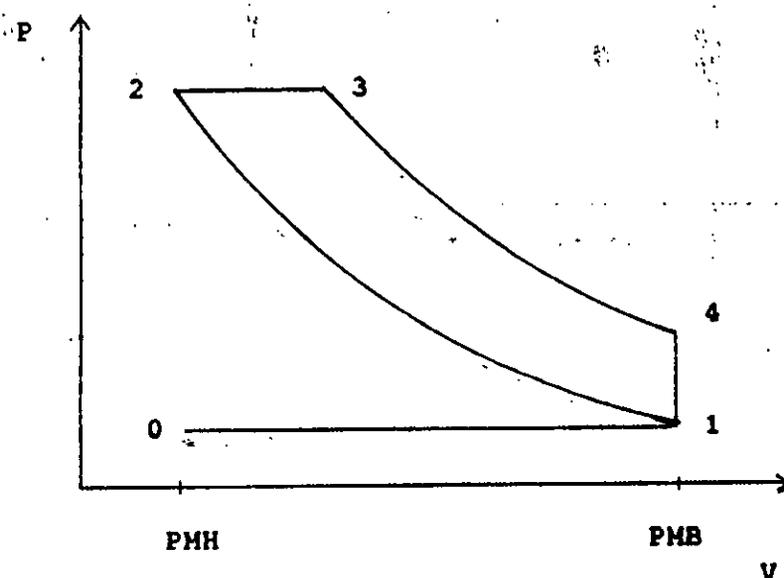


Fig .1.4 Allure du cycle Diesel

l'air est prélevé à la pression atmosphérique (0-1).

Cet air est comprimé adiabatiquement dans le cylindre (1-2).

Le combustible est introduit dans l'air comprimé chaud, et brûle à pression constante (2 - 3) au fur et à mesure de son

introduction. Lorsque l'injection du combustible cesse, les gaz brûlés se détendent adiabatiquement (3-4). Enfin de course, les gaz brûlés s'échappent d'abord à volume constant (4-1), ensuite à pression atmosphérique constante (1-0).

3-3- Cycle mixte : (Fig .1.5)

C'est le cycle Diesel rapide.

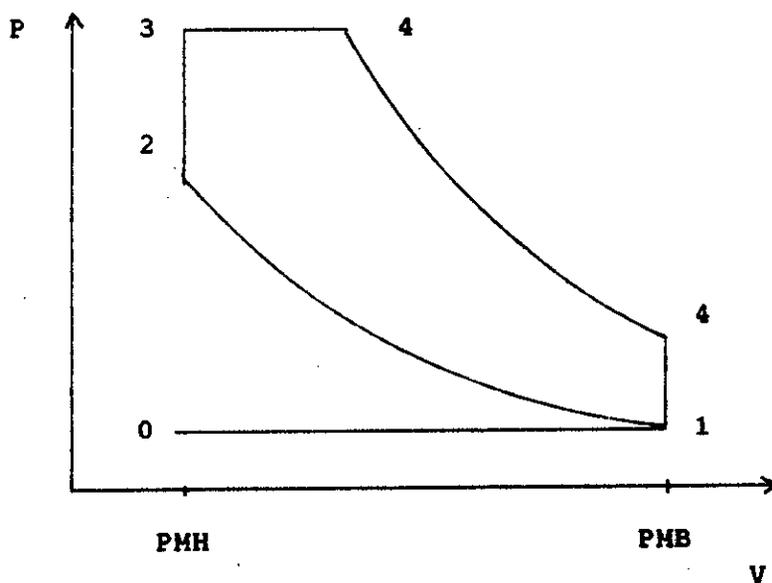


Fig .1.5 Allure du cycle Mixte

L'air est prélevé à la pression atmosphérique (0-1). cet air est comprimé dans le cylindre (1-2). Le combustible entre en précombustion rapide , qui a comme effet de faire monter la pression à volume constant (2-3) . La combustion s'achève au fûr et à mesure du déplacement du piston ce qui provoque cette fois une combustion à pression constante (3-4). Lorsque l'injection cesse , les gaz brûlés se détendent adiabatiquement (4-5). En fin de course, les gaz détendus s'échappent tout d'abord à volume constant (5-1) puis à pression constante. (1-0).

DEUXIEME PARTIE

COMBUSTION ET EQUATIONS DE BASE

1 - PROCESSUS DE COMBUSTION :

L'étude théorique des divers mécanismes de combustion a fait l'objet de nombreuses recherches donnant lieu à des modèles très complexes. Nous tenterons dans ce chapitre de donner des définitions et des hypothèses précises, proposées par des spécialistes, en essayant de les appliquer au domaine des moteurs.

1-1- Définition :

L'évolution de combustion fait intervenir l'oxydation des composants du combustible qui peuvent être oxydés et libère de l'énergie; elle peut être représentée par une équation chimique.

1-2- Paramètre de combustion :

Il s'agit de connaître, à partir des caractéristiques du combustible, la quantité d'air nécessaire à la combustion et la chaleur dégagée par la réaction.

-Dosage - richesse :

On appelle stoechiométrie la composition du mélange air-combustible requise pour une combustion complète .

Le dosage stoechiométrique F^* est le quotient des masses relatives de combustible et d'air mises en présence :

$$F^* = \left(\frac{\text{masse de combustible}}{\text{masse d'air}} \right)_{\text{stoechiométrique}} \quad (2-1)$$

Dans les moteurs, les conditions de combustion sont très éloignées de celles correspondant à la stoechiométrie et se caractérisent soit par un excès, soit par un défaut de combustible par rapport à l'oxygène. La composition du milieu réactionnel s'exprime alors par la richesse définie par la relation :

$$\phi = \frac{\text{dosage réel}}{\text{dosage stoechiométrique}} = \frac{F}{F^*} \quad (2-2)$$

La richesse se rapporte donc au réactif le plus noble, et le mélange est riche ou pauvre selon que le combustible se trouve en excès ou en défaut.

On emploie aussi le coefficient d'excès d'air qui est l'inverse de la richesse.

$$\alpha = \frac{1}{\phi} = \frac{F^*}{F} \quad (2-3)$$

- Pouvoir calorifique :

Le pouvoir calorifique massique ou volumique représente la quantité d'énergie dégagée par unité de masse ou de volume du combustible, lors de la réaction chimique de combustion complète conduisant à la formation de CO_2 et H_2O . L'ensemble des réactifs et des produits sont considérés à une température de référence, généralement 25 °C.

On fait la distinction entre pouvoir calorifique supérieur (PCS) et inférieur (PCI) selon que l'eau obtenue par combustion se trouve à l'état liquide ou à l'état gazeux.

2 - IDENTIFICATION DU MELANGE REACTIONNEL ET DES PRODUITS DE COMBUSTION :

2-1- Mélange réactionnel : (air+combustible)

2-1-1- Le combustible :

L'utilisation rationnelle des combustibles n'implique pas généralement, l'analyse précise de tous leurs constituants . Ceci constituerait une tâche pratiquement impossible. On préfère , en pratique repérer la composition chimique par des indications globales; nombre d'atomes de carbone, d'hydrogène et des principaux constituants. L'analyse élémentaire quantitative du combustible fournit sa teneur massique en carbone et en hydrogène (principaux constituants) et permet d'écrire la formule globale $C_n H_m$.

- Essence : Formule globale : $C_{8.529} H_{17.490}$
Masse molaire : $M = 120 \text{ g}$
Pouvoir calorifique : PCI = 43 600 KJ/Kg
inferieur
Enthalpie standard : $h_f^\circ = -228 \text{ 000 KJ/Kmole}$
de formation

- Gazole : Formule globale : $C_{18} H_{39.55}$
Masse molaire : $M = 250 \text{ g}$
Pouvoir calorifique : PCI = 42 600 KJ/Kg
inferieur
Enthalpie standard : $h_f^\circ = -475 \text{ 000 KJ/Kmole}$
de formation (liquide)

- Gaz naturel liquifié (GNL) :

Constituants:	composition volumétrique : \bar{x}
Méthane C H ₄	67,4 %
Ethane C H _{4 6}	16,8 %
Propane C H _{3 8}	15,8 %

* Masse molaire

$$M = \sum_{i=1}^3 \bar{x}_i \cdot M_i \quad \text{avec } \bar{x}_i: \text{fraction molaire du constituant } i.$$

$$M = 22,83 \text{ g} \quad M_i: \text{masse molaire du constituant } i.$$

* Formule chimique équivalente : C_n H_m

$$n = \sum_{i=1}^3 \bar{x}_i \cdot n_{ci} \quad \text{avec } n_{ci}: \text{nombre d'atomes de carbone du constituant } i.$$

$$n = 1,484$$

$$m = \sum_{i=1}^3 \bar{x}_i \cdot n_{Hi} \quad n_{Hi}: \text{nombre d'atomes d'hydrogène du constituant } i.$$

$$m = 4,968$$

Donc la formule globale : C_{1,484} H_{4,968}

* Pouvoir calorifique :

$$PCI = \sum_{i=1}^3 \frac{\bar{x}_i \cdot M_i}{M} \cdot PCI_i \quad \text{avec } PCI_i: \text{pouvoir calorifique du constituant } i.$$

$$PCI = 48 \, 335 \text{ KJ /Kg}$$

* Enthalpie standard de formation :

$$\bar{h}_f^{\circ} = \sum_1^s \bar{x}_i \bar{h}_f^{\circ} \quad \text{avec } \bar{h}_f^{\circ} \text{ : enthalpie de formation}$$

du constituant i

$$\bar{h}_f^{\circ} = - 81096 \text{ KJ/Kmole}$$

2-1-2- L'air :

Dans l'évolution de combustion, l'oxygène est fourni par l'air plutôt que sous forme d'oxygène pur .

La composition volumique est approximativement 20,9% d'oxygène et 79,1% d'azote (l'argon et les autres constituants présents à l'état de traces sont assimilés à l'azote).

2-2- Produits de combustion : (Gaz d'échappement)

Les études de combustion sur moteurs et sur véhicules font fréquemment intervenir les relations entre la composition du mélange air-combustible et celle des gaz d'échappement .

Après combustion complète du combustible, le carbone se trouve normalement sous forme d'anhydride carbonique (CO_2) et l'hydrogène sous forme d'eau (H_2O) . En réalité la composition du mélange final est toujours plus complexe .

En mélange riche par exemple , le système réactionnel ne contient pas suffisamment d'oxygène pour permettre une oxydation totale , il se forme alors en plus des espèces citées précédemment , de l'oxyde de carbone (CO) et de l'hydrogène (H_2) .

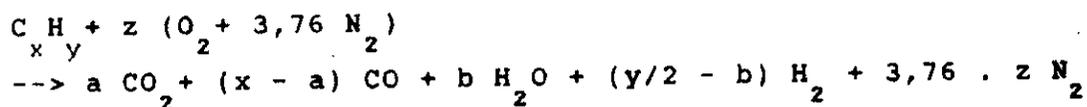
En mélange pauvre, les gaz d'échappement contiennent en outre de l'oxygène résiduel. Par ailleurs, les produits obtenus peuvent subir un grand nombre de réactions ultérieures (dissociations, combinaisons).

En pratique, on n'effectue pas ces calculs très complexes et la présence toujours constatée de faibles quantités de combustibles imbrûlés n'est pas prise en compte.

En ne considérant que les principaux produits (CO_2 , CO , H_2O , H_2 , N_2 , O_2), il est possible de déterminer une composition approchée des gaz d'échappement.

- Combustion de l'essence : mélange riche $\alpha < 1$

La réaction globale de combustion s'écrit pour une mole de combustible :

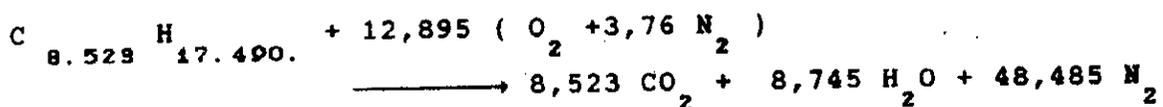


associé à la réaction stoechiométrique avec oxydation totale :



$$z^* = x + \frac{y}{4} = 12,895$$

d'où :



* Détermination de a, b et z :

$$\alpha = \frac{z}{z^*} = \frac{F^*}{F} \implies z = \alpha \cdot z^* \quad \text{avec} \quad \begin{array}{l} F^* : \text{dosage stoechiométrique.} \\ F : \text{dosage réel.} \\ \alpha : \text{coefficient d'excès d'air.} \end{array}$$

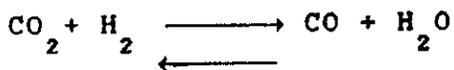
$$\alpha = 0,9 + 0,95, \quad \text{on prend } \alpha = 0,92$$

$$z = 11,863$$

En faisant intervenir le bilan de matière sur l'oxygène on obtient :

$$b + (x-a) + 2a = 2z \implies b = 2z - x - a \quad (1)$$

Les concentrations relatives des produits sont liées par la réaction d'équilibre :



$$K = \frac{[\text{CO}] [\text{H}_2\text{O}]}{[\text{CO}_2] [\text{H}_2]} = \frac{(x-a) \cdot b}{a \cdot (y/2 - b)} \quad \text{avec } K = 3,8 \text{ à } 1700 \text{ K}$$

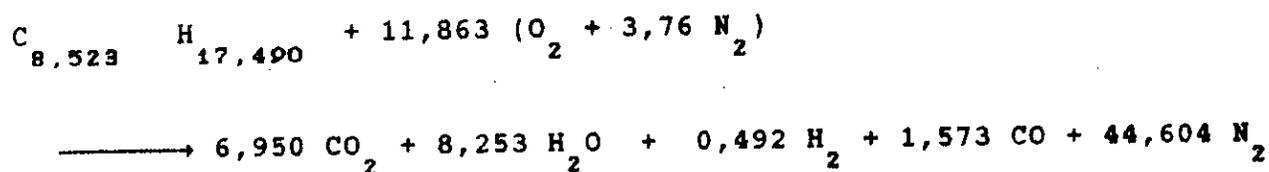
$$(x-a) \cdot b = K \cdot a \cdot (y/2 - b) \quad (2)$$

La résolution des équations (1) et (2) donne :

$$a = 6,950$$

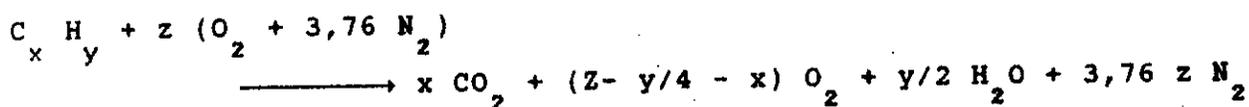
$$b = 8,253$$

Finalement la réaction s'écrit :

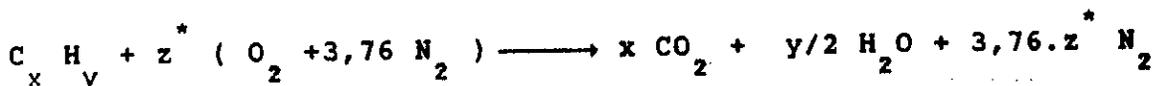


- Combustion du gazole : mélange pauvre $\alpha > 1$

la réaction globale de combustion s'écrit :



la réaction stoechiométrique :



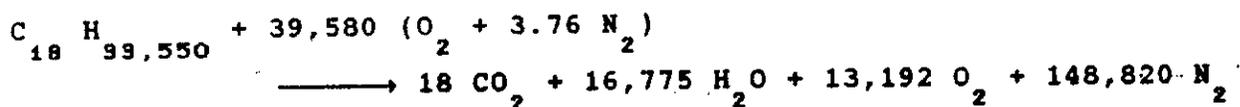
$$z^* = x + y/4 = 26,387$$

$$\alpha = \frac{F^*}{F} = \frac{z}{z^*} \longrightarrow z = \alpha \cdot z^*$$

$$\alpha = 1,3 \div 2, \text{ on prend } \alpha = 1,5$$

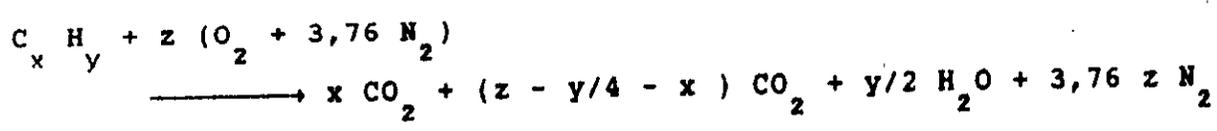
$$z = 39,580$$

Finalement la réaction s'écrit :

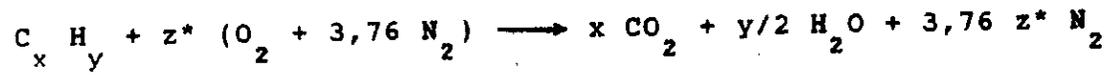


Combustion du gaz naturel (GNL) : mélange pauvre $\alpha > 1$

Réaction globale :



Réaction stoéchiométrique :

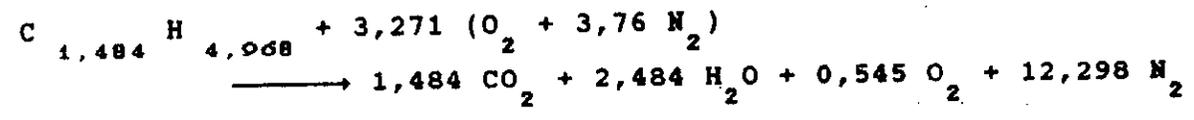


$$z^* = x + y/4 = 2,726$$

$$z = \alpha \cdot z^*$$

$$\alpha = 1,15 \div 1,3, \text{ on prend } \alpha = 1,2$$

$$z = 3,271$$



3 - EQUATIONS DE BASE :

3-1- Equation des gaz parfaits :

$$Pv = rT \quad (2.4)$$

$$\text{ou bien } PV = mRT \quad (2.5)$$

- P : pression dans le cylindre .
- v : volume massique du système.
- V : volume du système.
- r : constante massique des gaz parfaits pour le système.
- T : température du système.

Remarque : Le système peut être des gaz frais (air ou bien air-combustible) ou des gaz brûlés (produits de combustion).

- Calcul des constantes massiques des g.p :

Un mélange de gaz parfait se comporte du point de vue de l'équation d'état comme un gaz unique ayant pour constante .

$$r = \sum_{i=1}^n x_i \cdot r_i \quad (2.6)$$

$$x_i = \frac{m_i}{\sum_{i=1}^n m_i}$$

x_i : fraction massique du composant i.
 r_i : constante massique des g.p du composant i.
 m_i : masse du composant i dans le mélange gazeux.

pour un mélange constitué d'air et de combustible :

$$r = \frac{r_a + F \cdot r_c}{1 + F} \quad (2.7)$$

r_m , r_a et r_c sont respectivement les constantes massiques de g.p du mélange de l'air et du combustible.

$$F = \frac{m_c}{m_a} \quad F : \text{le dosage}$$

. Mélange air-essence :

$$F = \frac{m_c}{m_a} = 0.0736$$

$$r_a = 0,2870 \text{ KJ/Kg.K}$$

$$r_c = \frac{R}{M_c} = 0,0693 \text{ KJ/Kg.K}$$

d'où r du mélange :

$$r = 0,2721 \text{ KJ/Kg.K}$$

. Mélange air-gaz naturel :

$$F = 0,0508$$

$$r_c = 0,3642 \text{ KJ/Kg.K}$$

d'où :

$$r = 0,2907 \text{ KJ/Kg.K}$$

Pour les produits de combustion constitués de CO_2 , CO , H_2O , H_2 , O_2 et N_2 :

$$r = \sum_{i=1}^n x_i \cdot r_i$$

. Produits de combustion de l'essence :

$$r = 0,2942 \text{ KJ/Kg.K}$$

. Produits de combustion du gaz naturel :

$$r = 0,2961 \text{ KJ/Kg.K}$$

. Produits de combustion du gazole :

$$r = 0,2878 \text{ KJ/Kg.K}$$

3-2- Evolution isentropique d'un gaz parfait :

Lorsqu'un gaz parfait subit une évolution réversible au cours de laquelle il n'ya pas d'échange de chaleur l'évolution est appelée évolution isentropique .

Pour une telle évolution :

$$P V^\gamma = \text{constante} \quad (2.8)$$

avec P : pression .

V : volume .

γ : coefficient isentropique.

D'après cette relation , il est évident que l'on peut écrire :

$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right) = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\gamma \quad (2.9)$$

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right) = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{(\gamma-1)} \quad (2.10)$$

Le coefficient isentropique γ dépend de la composition du mélange et de la température. On cherche à approximer γ pour les différents mélange (gaz frais et gaz brûlés) de façon la plus réaliste possible. Pour cela on utilise une interpolation de Lagrange, on obtient un polynôme qui admet la représentation suivante :

$$\gamma (T) = \sum_{i=0}^2 A_i \cdot T^i \quad (2.11)$$

3-3- Premier principe de la thermodynamique pour un système fermé :

Si W et Q désignent le travail et la chaleur reçus par le système dans une transformation qui l'amène d'un état 1 à un état 2 et U l'énergie qui est une fonction des paramètres qui définissent l'un de ses états, le premier principe s'exprime par l'égalité :

$$Q - W = U_2 - U_1 \quad (2.12)$$

Pour une transformation isobare et c'est le cas de réaction de combustion dans les moteurs à allumage commandé le premier principe pour une telle évolution s'écrit :

$$Q = U_2 - U_1 \quad (2.13)$$

Pour une transformation isobare (réaction de combustion dans les moteurs Diesel) le premier principe s'écrit :

$$Q = U_2 - U_1 + P (V_2 - V_1) = H_2 - H_1 \quad (2.14)$$

3-4- Loi du volume balayé :

La géométrie du système bielle manivelle pour un cylindre nous permet d'écrire [1] :

$$V = V_2 + \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot R \left[1 - \cos\theta + \frac{L}{R} \left[1 - \left[1 - \frac{R^2}{L^2} \sin^2\theta \right]^{1/2} \right] \right] \quad (2.15)$$

où V : volume balayé.
 θ : angle de vilbrequin.
 V_2 : volume mort ou volume de la chambre de combustion .
 D : alésage.
 R : rayon de manivelle.
 L : longueur de la bielle.

3-5- Coefficient de remplissage et taux de gaz résiduels :

3-5-1- Coefficient de remplissage :

Le coefficient de remplissage d'un moteur est lié à la boucle de balayage échappement-admission.

Il est défini comme le rapport entre la quantité de gaz frais admis dans les cylindres et celle que l'on pourrait idéalement admettre aux conditions de références (P_0, T_0).

En cas de suralimentation la pression et la température des gaz frais après compression deviennent très différentes des valeurs ambiantes, il est donc plus logique de prendre comme conditions de références, celles existant après compresseur ou le refroidisseur, au niveau du collecteur d'admission, si l'on veut que le coefficient de remplissage traduise encore les dégradations dues à la boucle de balayage.

On montre [1] que le coefficient de remplissage est donné par :

$$\eta_v = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{T_0}{P_0} \left[\frac{P_1}{T_1} - \frac{1}{\epsilon} \cdot \frac{r_1}{r_s} \cdot \frac{P_s}{T_s} \right] \quad (2.16)$$

ou bien :

$$\eta_v = (1-f) \frac{\epsilon}{\epsilon-1} \cdot \frac{T_0}{T_1} \cdot \frac{P_1}{P_0} \quad (2.17)$$

où ϵ : rapport volumétrique .

f : taux de gaz résiduels.

P_1, T_1 : pression et température en fin d'admission .

P_8, T_8 : pression et température en fin d'échappement.

P_0, T_0 : pression et température ambiante .

r_8, r_1 : constantes massiques des gaz parfaits pour les gaz résiduels et les gaz en fin d'admission .

3-5-2- Taux de gaz résiduels :

Le taux de gaz résiduels est égal au rapport de la masse de gaz brûlés et recyclés et de la masse totale en fin d'admission (masse de gaz frais + masse de gaz résiduels).

$$f = \frac{m_8}{m_1} \quad (2.18)$$

On montre aussi [1] que le taux de gaz résiduels f est donné par :

$$f = \frac{1}{\epsilon} \cdot \frac{r_1}{r_8} \cdot \frac{T_1}{T_8} \cdot \frac{P_8}{P_1} \quad (2.19)$$

3-6- Pression d'admission :

On montre [1] que la pression d'admission est donnée par :

$$P_1 = P_0 \left[1 - \frac{\left[\frac{\epsilon - \mu_g}{\epsilon - 1} \right]^2 \cdot \left[\frac{1}{S_{ma}/V_u} \right]^2}{1800 \cdot \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot r_0 T_0 \cdot (\mu_a \phi_a)^2} \cdot N^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (2.20)$$

avec :

- ϵ : rapport volumétrique .
- N : vitesse de rotation du moteur .
- r_0 : constante massique des gaz parfaits pour les gaz frais.
- γ : coefficient isentropique moyen des gaz frais.
- T_0, P_0 : température et pression ambiante.
- μ_g : coefficient de volume de gaz résiduels.
- μ_a, ϕ_a : coefficient de débit et de vitesse de l'écoulement autour de la soupape d'admission .
- S_{ma} : section moyenne autour de la soupape d'admission .
- V_u : cylindrée unitaire.

3-7- Température d'admission :

On montre [1] que la température d'admission est donnée par :

$$T_1 = \frac{T_0}{\left[1 - \frac{(\mu T_s - T_0)}{T_s} \cdot \frac{1}{\epsilon} \cdot \frac{r_1}{r_s} \cdot \frac{P_1}{P_s} \right]} \quad (2.21)$$

avec:
$$\mu = \frac{Cp_p}{Cp_o} \left[\frac{P_1}{P_8} \right]^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}$$

où Cp_p et Cp_o désignent les chaleurs massiques à pression constante des gaz résiduels et des gaz frais, et γ coefficient isentropique moyen des gaz résiduels.

4 - PERFORMANCES DES MOTEURS A COMBUSTION INTERNE :

Deux types de critères sont utilisés pour caractériser les performances d'un moteur :

- La puissance qui permet d'apprécier l'adaptation de l'engin à l'application souhaitée .
- Le rendement qui exprime l'efficacité de conversion de l'énergie chimique du combustible en travail mécanique .

4-1- Performances indiquées :

Les performances indiquées sont déterminées à l'aide du diagramme P-V lors de l'étude du cycle.

4-1-1- Travail indiqué :

C'est le travail des forces de pression sur le piston pendant le cycle et vaut :

$$W_i = \int_{\text{cycle}} P.dV \quad (2.22)$$

4-1-2- Pression moyenne indiquée :

C'est la pression constante qui s'exercerait tout au long de la course et produirait le travail net par cycle :

$$p_{mi} = \frac{\int P \cdot dV}{V_u} \quad (2.23)$$

V_u : cylindre unitaire.

4-1-3- Puissance indiquée :

C'est la puissance déterminée du diagramme P-V et n'englobe pas les pertes mécaniques :

$$P_i = \frac{p_{mi} \cdot N \cdot n_c \cdot V_u}{120} \quad (2.24)$$

où :

N : représente la vitesse de rotation .

n_c : le nombre de cylindres.

4-1-4- Consommation spécifique indiquée :

Pour un point de fonctionnement donnée, le moteur consomme un certain débit de combustible. A ce débit est associé un travail indiqué, donc une puissance indiquée. La consommation spécifique indiquée csi est définie en rapportant la consommation horaire ch à la puissance indiquée P_i :

$$csi = \frac{ch}{P_i} \quad (2.25)$$

4-1-5- Rendement indiqué :

Le rendement indiqué du moteur est égale au rapport de l'énergie obtenue sous forme de travail du diagramme P-V et de l'énergie susceptible d'être dégagée par combustion complète du combustible :

$$\eta_i = \frac{W_i \text{ (indiquée)}}{\text{PCI (combustible)}} \quad (2.26)$$

avec PCI : pouvoir calorifique inférieur .

Le rendement indiquée η_i s'obtient directement à partir de la consommation spécifique indiquée csi et du pouvoir calorifique inférieur PCI :

$$\eta_i = \frac{3,6 \cdot 10^6}{\text{csi} \cdot \text{PCI}} \quad (2.27)$$

4- 2- Performances effectives :

Les performances effectives sont les performances réelles du moteur, compte tenu des pertes par frottements et de l'énergie absorbée par les appareils auxiliaires nécessaires au fonctionnement du moteur .

4-2-1- Puissance effective :

La puissance effective est la puissance recueillie sur l'arbre, elle est donnée par le produit du couple effectif C_e et de la vitesse angulaire ω :

$$P_e = C_e \cdot \omega = \frac{\pi N}{30} \cdot C_e \quad (2.28)$$

On peut lier la puissance effective P_e à la pression moyenne effective P_{me} par la relation :

$$P_e = \frac{p_{me} \cdot N \cdot n_c \cdot V_u}{120} \quad (2.29)$$

4-2-2- Consommation spécifique effective :

La consommation spécifique effective est définie en rapportant la consommation horaire ch à la puissance effective P_e :

$$cse = \frac{ch}{P_e} \quad (2.30)$$

4-2-3- Rendement effectif ou global :

Le rendement effectif du moteur est égale au rapport de l'énergie obtenue sous forme de travail et de l'énergie disponible dans le combustible :

$$\eta_e = \frac{W_e \text{ (effectif)}}{PCI \text{ (combustible)}} \quad (2.31)$$

ou bien :

$$\eta_e = \frac{3,6 \cdot 10^6}{cse \cdot PCI} \quad (2.32)$$

4-2-4- Rendement mécanique :

Le rendement mécanique du moteur est égal au rapport de la puissance effective recueillie sur l'arbre et de la puissance indiquée :

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad (2.33)$$

ou encore :

$$\eta_m = \frac{p_{me}}{p_{mi}} \quad (2.34)$$

On fait souvent apparaître une décomposition du rendement mécanique sous la forme :

$$\eta_m = \frac{\eta_o}{\eta_i} \quad (2.35)$$

TROISIEME PARTIE

PRINCIPE DE CALCUL

1-CALCUL DES DIFFERENTES PHASES DU CYCLE :

La méthode proposée est une alternative simple et rapide, utilisant comme intermédiaire un cycle quasi-réel.

Le cycle quasi-réel prend en compte le cycle principal et le cycle de balayage.

1-1- Cycles quasi-réels :

1-1-1 cycle à essence ou à gaz :(Fig.3.1)

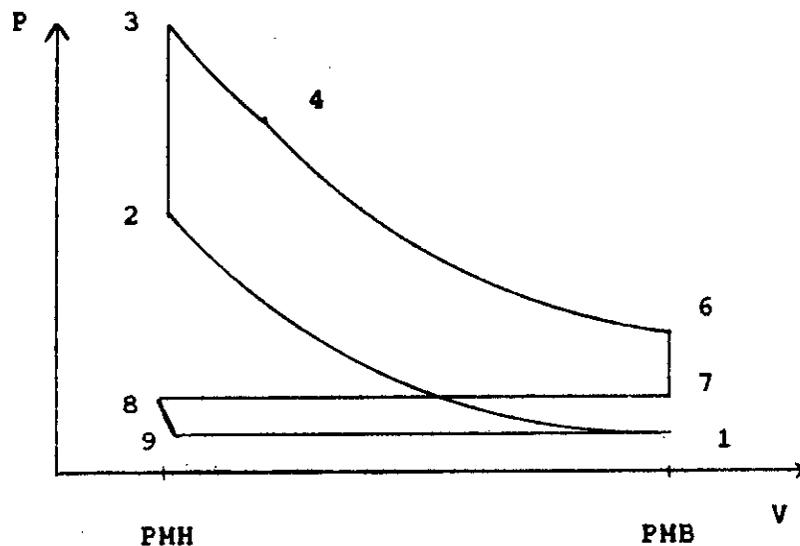


Fig .3.1 Allure du cycle à essence ou à gaz

-Admission :

L'admission est idéalisée par une détente isentropique des gaz résiduels (8 → 9) suivie d'une aspiration isobare des gaz frais (9 → 1) .

- Compression :

Compression isentropique des gaz frais jusqu'au PMH (1 \rightarrow 2).

- Combustion et détente :

Au PMH, l'inflammation du mélange carburé provoque une brusque augmentation de pression sans modification de volume : combustion isochore (2 \rightarrow 3) suivie d'une combustion isotherme (3 \rightarrow 4). Lorsque la combustion cesse, les gaz brûlés se détendent isentropiquement jusqu'au PMB (4 \rightarrow 6).

- Echappement :

L'échappement est idéalisé par une détente à masse variable des gaz brûlés (6 \rightarrow 7) puis refoulement isobare-isotherme (7 \rightarrow 8).

1-1-2- Cycle Diesel : (Fig 3.2)

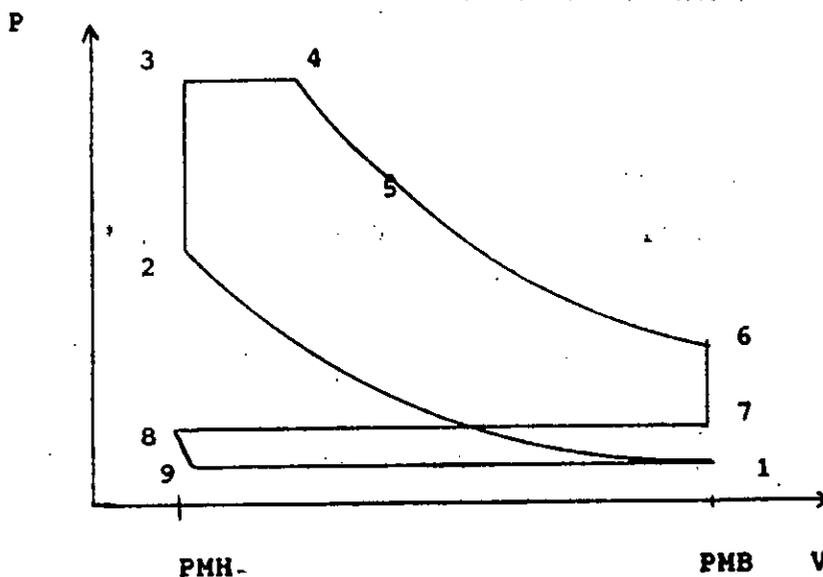


Fig .3.2 Allure du cycle Diesel

Admission :

L'admission est idéalisée par une détente isentropique des gaz résiduels ($8 \rightarrow 9$) suivie d'une aspiration isobare des gaz frais ($9 \rightarrow 1$).

Compression :

Compression isentropique des gaz frais jusqu'au PMH ($1 \rightarrow 2$).

- Combustion et détente :

Au PMH, le combustible introduit est mélangé avec l'air chaud comprimé et brûle à volume constant ($2 \rightarrow 3$).

la combustion s'achève au fur et à mesure du déplacement du piston ce qui provoque cette fois une combustion isobare ($3 \rightarrow 4$) suivie d'une combustion isotherme ($4 \rightarrow 5$). Lorsque l'injection cesse, les gaz brûlés se détendent isentropiquement jusqu'au PMB ($5 \rightarrow 6$).

- Echappement :

L'échappement est idéalisé par une détente à masse variable des gaz brûlés ($6 \rightarrow 7$), puis refoulement isobare-isotherme ($7 \rightarrow 8$).

1-2- Hypothèses de calcul :

les calculs sont menés avec les hypothèses simplificatrices suivantes :

- a -Le fluide en évolution est assimilé a un gaz parfait.
- b -L'écoulement dans le collecteur d'admission est adiabatique.
- c -La part de l'énergie introduite perdue sous forme de chaleur transmise aux parois est d'environ 20% .
- d -La faible quantité de gaz résiduels dans le mélange réactionnel est négligée.
- e -La présence des hydrocarbures imbrûlés dans les produits de combustion n'est pas prise en compte.

1-3- Principe de calcul :

1-3-1- Données de base :

A - Moteur existant :

- Conditions ambiantes : T_0, P_0
- Vitesse de rotation : N
- Rapport volumétrique de compression : ϵ
- Rapport de la longueur de la bielle au rayon de la manivelle
: $\lambda = \frac{L}{R}$
- Course : C
- Alésage : D
- Nombre de cylindre : n_c
- Rendement mécanique du moteur : η_m
- Taux de suralimentation : τ
- Rendement isentropique du compresseur : η_c
- Coefficient d'efficacité : eff
du refroidisseur

} moteur
suralimenté

B - Nouveau moteur :

- Conditions ambiantes : T_0, P_0
- Vitesse de rotation : N
- Puissance maximale effective : Pmax
- Rapport volumétrique de compression : ϵ
- Rapport de la longueur de la bielle au rayon de la manivelle:
 $\lambda = \frac{L}{R}$
- Rapport de la course à l'alésage du piston : $\psi = \frac{C}{D}$
- Nombre de cylindres : n_c
- Rendement mécanique du moteur : η_m

- Taux de suralimentation : τ
- Rendement isentropique du compresseur : η_c
- Coefficient d'efficacité : eff
du refroidisseur

} moteur
suralimenté

1-3-2- Calcul :

A - Admission : (9 - 1)

La soupape d'admission étant ouverte, les gaz frais sont aspirés à travers le collecteur d'admission sous l'effet de la course descendante du piston et occupe avec les gaz résiduels, la totalité de volume du cylindre.

Le problème est de trouver les conditions en fin d'admission P_1, T_1 , le taux de gaz résiduels f et le rendement volumétrique η_v .

a- Moteur aspiré (ou atmosphérique) : $P_1 < P_8$, $P_1 < P_0$

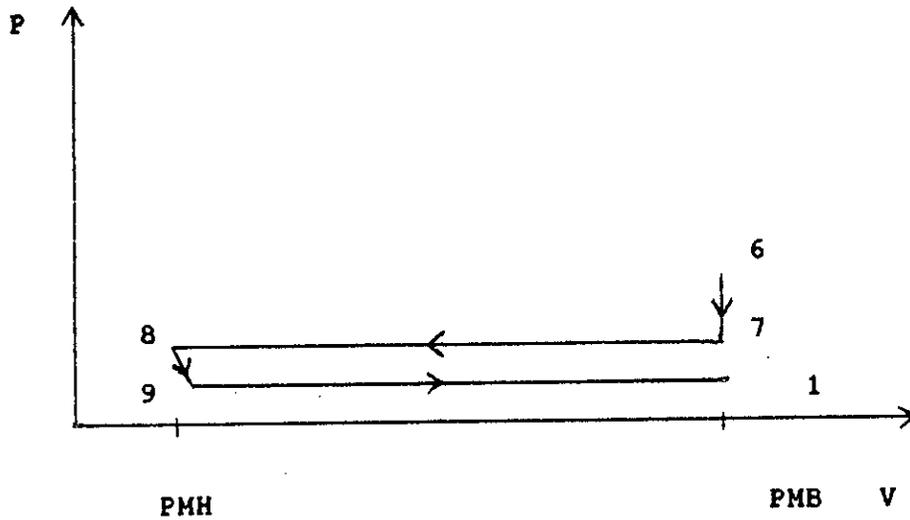


Fig .3.3 Cycle de balayage. Cas de moteur aspiré

- Pression d'admission :

La pression d'admission est donnée par :

$$P_1 = P_0 \left[1 - \frac{\left[\frac{\epsilon - \mu_g}{\epsilon - 1} \right]^2 \cdot \left[\frac{1}{S_{ma}/V_u} \right]^2}{1800 \cdot \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot r_0 T_0 \cdot (\mu_a \cdot \phi_a)^2} \cdot N^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

- Température d'admission :

La température d'admission est donnée par :

$$T_1 = \frac{T_0}{\left[1 - \frac{(\mu T_0 - T_0)}{T_0} \cdot \frac{1}{\epsilon} \cdot \frac{r_1}{r_0} \cdot \frac{P_1}{P_0} \right]}$$

avec:
$$\mu = \frac{Cp_p}{Cp_0} \left[\frac{P_1}{P_0} \right]^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}$$

- Taux de gaz résiduels :

Le taux de gaz résiduels est donné par :

$$f = \frac{1}{\epsilon} \cdot \frac{r_1}{r_0} \cdot \frac{T_1}{T_0} \cdot \frac{P_0}{P_1}$$

- Rendement volumétrique : (ou coefficient de remplissage)

Il est donné par :

$$\eta_v = (1-f) \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{T_0}{T_1} \cdot \frac{P_1}{P_0}$$

- Masse admise : (moteur existant)

$$m_1 = \frac{P_1 V_1}{r_1 T_1}$$

avec:

$$V_1 = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot V_u$$

et
$$V_u = \frac{\pi D^2}{4} \cdot C$$

b- Moteur suralimenté : $P_1 > P_B > P_0$

* Compresseur non refroidi :

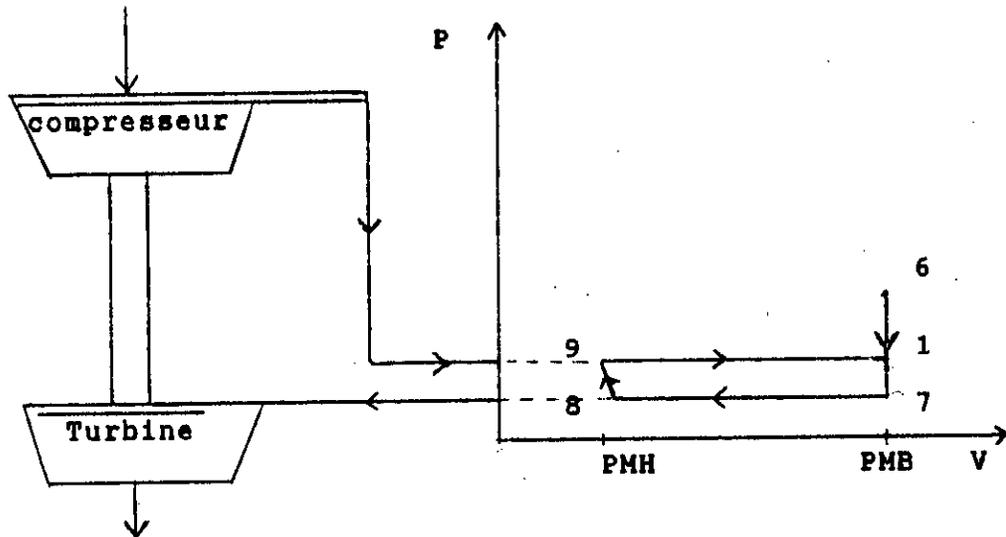


Fig .3.4 Cycle de balayage. Cas de moteur suralimenté par turbocompresseur non refroidi :

- Pression d'admission :

En admettant la même perte de charge à l'admission, la nouvelle pression en 1 vaudra :

$$P_1 = P_{sc} - \delta P$$

$$P_1 = \tau \cdot P_0 - (P_0 - P_{1a})$$

$$P_1 = (\tau - 1) \cdot P_0 + P_{1a}$$

où P_{1a} désigne la pression d'admission du moteur aspiré et P_{sc} la pression de sortie du compresseur .

- Température d'admission :

$$T_1 = \frac{T_{sc}}{\left[1 - \frac{(\mu T_0 - T_{sc})}{T_0} \cdot \frac{1}{\epsilon} \cdot \frac{r_1}{r_0} \cdot \frac{P_1}{P_0} \right]}$$

avec:
$$\mu = \frac{C_{p_0}}{C_{p_1}} \left[\frac{P_1}{P_0} \right]^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}$$

où :

T_{sc} : Température de sortie du compresseur .

Calcul de T_{sc} :

Si le compresseur est isentropique :

$$T_{sc}^{(s)} = T_0 \left[\frac{P_{sc}}{P_0} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

$$T_{sc}^{(s)} = T_0 \cdot (\tau)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

or le compresseur n'est pas isentropique et son rendement est donné par :

$$\eta_c = \frac{T_{sc}^{(s)} - T_0}{T_{sc} - T_0}$$

d'où :

$$T_{sc} = T_0 + \frac{T_0 \left[\frac{\gamma-1}{(\tau)^\gamma} - 1 \right]}{\eta_c}$$

- Taux de gaz résiduels :

$$f = \frac{1}{\epsilon} \cdot \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{P_2}{P_1}$$

- Rendement volumétrique :

$$\eta_v = (1-f) \frac{\epsilon}{\epsilon-1} \cdot \frac{T_{sc}}{T_1} \cdot \frac{P_1}{P_{sc}}$$

- Masse admise :

$$m_1 = \frac{P_1 V_1}{r_1 T_1}$$

avec:

$$V_1 = \frac{\epsilon}{\epsilon-1} \cdot V_u$$

$$\text{et } V_u = \frac{\pi D^2}{4} \cdot C$$

* Compresseur refroidi :

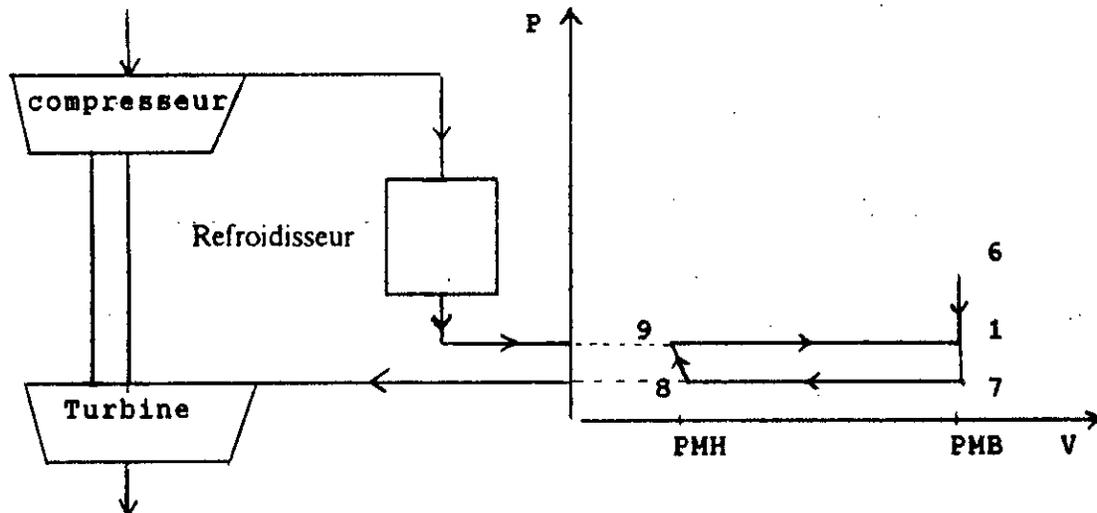


Fig .3.5 Cycle de balayage. Cas de moteur suralimenté par turbocompresseur refroidi .

- Pression d'admission :

$$P_1 = (\tau_c - 1) \cdot P_0 + P_{1a}$$

- Température d'admission :

$$T_1 = \frac{T_{er}}{\left[1 - \frac{(\mu T_8 - T_{er})}{T_8} \cdot \frac{1}{\epsilon} \cdot \frac{r_1}{r_8} \cdot \frac{P_1}{P_8} \right]}$$

$$\text{avec: } \mu = \frac{Cp_p}{Cp_o} \left[\frac{P_1}{P_8} \right]^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}$$

où T_{sr} désigne la température de sortie du refroidisseur .

La température de sortie du refroidisseur dépend de l'efficacité de l'échangeur eff et de la température du fluide refroidisseur T_{fr} , selon la relation suivante :

$$T_{sr} = T_{sc} (1 - \text{eff}) + \text{eff} \cdot T_{fr}$$

avec T_{sc} : Température de sortie du compresseur

Elle est donnée par :

$$T_{sc} = T_o + \frac{T_o \left[\frac{\gamma-1}{(\tau)^\gamma} - 1 \right]}{\eta_c}$$

- Taux de gaz résiduels :

$$f = \frac{1}{\epsilon} \cdot \frac{r_1}{r_8} \cdot \frac{T_1}{T_8} \cdot \frac{P_8}{P_1}$$

- Rendement volumétrique :

$$\eta_v = (1-f) \frac{\epsilon}{\epsilon-1} \cdot \frac{T_{sr}}{T_1} \cdot \frac{P_1}{P_{sr}}$$

avec $P_{sr} = P_{sc}$

- Masse admise : (moteur existant)

$$m_1 = \frac{P_1 V_1}{r_1 T_1}$$

avec:

$$V_1 = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_u$$

et

$$V_u = \frac{\pi D^2}{4} \cdot C$$

B - Compression : (1-2)

La compression a lieu pendant la course ascendante du piston, après fermeture de la soupape d'admission .

C'est une évolution adiabatique réversible de coefficient isentropique $\gamma(T)$, d'où l'expression de la température en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin .

- Moteur existant :

$$T(\theta) = T_1 \left[\frac{V_1}{V(\theta)} \right]^{\bar{\gamma} - 1}$$

où V désigne le volume du système .

- Moteur nouveau :

$$T(\theta) = T_1 \left[\frac{v_1}{v(\theta)} \right]^{\bar{\gamma} - 1}$$

où v désigne le volume massique du système.

$$\text{avec : } \bar{\gamma} = f(T = (T_1 \cdot T(\theta))^{1/2})$$

Pour calculer $T(\theta)$, une itération est nécessaire par calcul de $\bar{\gamma}$.

Avec l'hypothèse des gaz parfaits, on déduit l'expression de la pression :

- Moteur existant :

$$P(\theta) = P_1 \left[\frac{v_1}{v(\theta)} \right]^{\bar{\gamma}}$$

- Moteur nouveau :

$$P(\theta) = P_1 \left[\frac{v_1}{v(\theta)} \right]^{\bar{\gamma}}$$

Le coefficient isentropique est donné par [2] :

$$\gamma(T) = \sum_{i=0}^2 A_i \cdot T_i$$

C - Combustion : (2-4 ou 2-5)

Nous rappelons que la combustion s'effectue en trois phases pour le moteur Diesel (isochore, isobare, isotherme) et en deux phases pour le moteur à allumage commandé (isochore, isotherme).

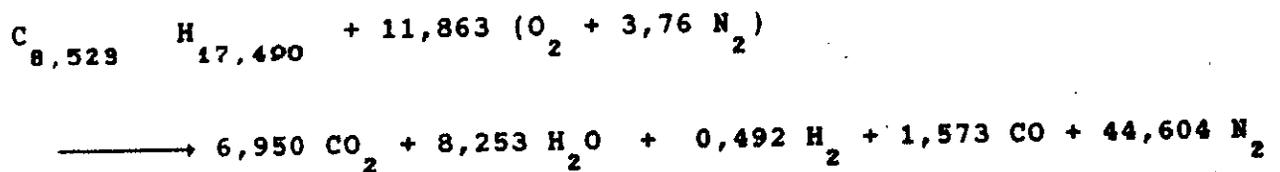
Pour les moteurs à essence ou à gaz, on considère que 80% de combustible est brûlé à volume constant et 20% à température constante.

Pour le moteur Diesel, la répartition du combustible est 30% à volume constant, 60% à pression constante et 10% à température constante.

a - Moteur à essence ou à gaz :

- Equation de combustion et chaleur de réaction :

* Essence :



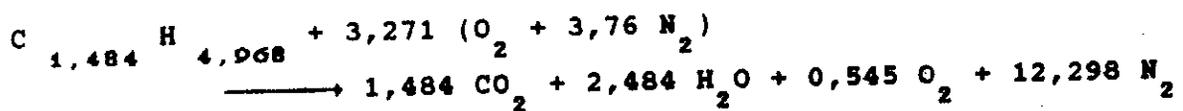
En négligeant la variation du nombre de moles due à la réaction chimique, la chaleur de réaction est donnée par :

$$Q_r = \sum_p (n \cdot h_f^{\circ})_p - \sum_r (n \cdot h_f^{\circ})_r$$

où les indices r, p réfèrent respectivement aux réactifs et aux produits.

$$Q_r = -4\,676\,638,2 \text{ KJ/Kmole de combustible}$$

* Gaz (GNL) :



$$Q_r = -1\,103\,588,9 \text{ KJ/Kmole de combustible}$$

-La première phase de combustion : (2-3)

La première phase de combustion est isochore, pendant laquelle 80% de combustible est brûlé.

En appliquant le premier principe de la thermodynamique à cette évolution on obtient :

$$Q_v + U_3 - U_2 = Q_{par} \quad (3.1)$$

où :

Q_v : chaleur de réaction à volume constant.

Q_{par} : chaleur transmise aux parois.

$U_3 - U_2$: variation de l'énergie interne du système.

avec :

$$Q_v = \zeta \cdot Q_r$$

ζ : pourcentage de combustible brûlé; $\zeta=0.8$

$$Q_{par} = \zeta_p \cdot Q_v = \zeta_p \cdot \zeta \cdot Q_r$$

ζ_p : pourcentage de chaleur perdue; $\zeta_p=0.2$

$$U_3 - U_2 = \int_{T_0}^{T_3} (\sum_i n_i \cdot C_{v_i})_3 dT - \int_{T_0}^{T_2} (\sum_i n_i \cdot C_{v_i})_2 dT$$

T_0 : température de référence; $T_0=298 \text{ °K}$

n_i : nombre de mole du constituant

C_{v_i} : chaleur massique du constituant

$$C_{v_i} = \sum_{j=0}^4 A_j \cdot T^j \quad (\text{voir [2]})$$

$$U_9 - U_2 = \int_{T_0}^{T_9} \left(\sum_i n_i \cdot \left(\sum_{j=0}^4 A_j \cdot T^j \right) \right)_9 dT - \int_{T_0}^{T_2} \left(\sum_i n_i \cdot \left(\sum_{j=0}^4 A_j \cdot T^j \right) \right)_2 dT$$

Enfin, en intégrant on aboutit à :

$$U_9 - U_2 = \left[\sum_i n_i \cdot \left[\sum_{j=0}^4 A_j \cdot \frac{(T_9 - T_0)^{j+1}}{j+1} \right] \right]_3 - \left[\sum_i n_i \cdot \left[\sum_{j=0}^4 A_j \cdot \frac{(T_2 - T_0)^{j+1}}{j+1} \right] \right]_2$$

L'équation (3.1) devient :

$$\left[\sum_i n_i \cdot \left[\sum_{j=0}^4 A_j \cdot \frac{(T_9 - T_0)^{j+1}}{j+1} \right] \right]_3 = (\zeta p - 1) \cdot \zeta \cdot Q_r + \left[\sum_i n_i \cdot \left[\sum_{j=0}^4 A_j \cdot \frac{(T_2 - T_0)^{j+1}}{j+1} \right] \right]_2 \quad (3.2)$$

La résolution de l'équation (3.2) permet de donner la température de fin de combustion isochore T_9 .

La pression au point 3 est :

- Moteur existant :

$$P_3 = \frac{m_3 r_3 T_3}{V_3}$$

avec: $V_3 = V_2$
 $m_3 = m_2$
 $r_3 = r_4$

- Moteur nouveau :

$$P_3 = \frac{r_3 T_3}{v_3}$$

avec: $v_3 = v_2$
 $r_3 = r_4$

- Deuxième phase de combustion : (3-4)

La deuxième phase de combustion est isotherme pendant laquelle 20% de combustible est brûlé.

En appliquant le premier principe de la thermodynamique à cette évolution, on obtient :

$$Q_t = Q_{par} - W \quad (3.3)$$

où Q_t : chaleur de réaction à température constante.
 Q_{par} : chaleur transmise aux parois
 W : travail effectué par le système

avec: * $Q_t = (1 - \zeta) \cdot m_c \cdot \frac{Q_r}{M_c}$

M_c : masse d'un kilomole de combustible.
 m_c : masse de combustible admise;

$$m_c = \left[\frac{F}{F + 1} \right] \cdot (1 - f) \cdot m_3$$

$$* Q_{par} = (\zeta_p \cdot Q_t = (\zeta_p \cdot (1 - \zeta)) \cdot m_c \cdot \frac{Q_r}{M_c}$$

- Moteur existant :

$$W = \int_{V_3}^{V_4} P \cdot dV \quad \text{or } P_4 V_4 = P_3 V_3 = \frac{m}{3} \frac{r}{3} \frac{T}{3}$$

$$\text{donc } W = m_3 r_3 T_3 \int_{V_3}^{V_4} \frac{dV}{V}$$

$$W = m_3 \cdot r_3 \cdot T_3 \cdot \text{Ln} \frac{V_4}{V_3}$$

Donc l'équation (3.3) devient :

$$r_3 T_3 \text{Ln} \frac{V_4}{V_3} = (\zeta_p - 1)(1 - \zeta) \left[\frac{F}{F + 1} \right] (1 - f) \left[\frac{Q_r}{M_c} \right]$$

d'où le volume au point 4 est donnée par :

$$V_4 = V_3 \cdot \exp \left[\frac{(\zeta_p - 1)(1 - \zeta)}{r_3 T_3} \cdot \left[\frac{F}{F + 1} \right] (1 - f) \left[\frac{Q_r}{M_c} \right] \right] \quad (3.4)$$

La pression au point 4 est donnée par :

$$P_4 = \frac{m_4 r_4 T_4}{V_4}$$

$$\text{avec : } T_4 = T_3$$

$$m_4 = m_3$$

- Moteur nouveau :

$$r_g T_g \ln \frac{v_4}{v_g} = (\zeta p - 1)(1 - \zeta) \left[\frac{F}{F + 1} \right] (1 - f) \left[\frac{Q_r}{M_c} \right]$$

d'où le volume massique au point 4 :

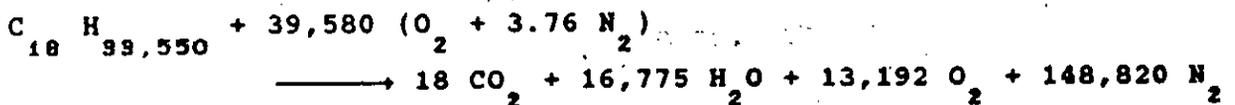
$$v_4 = v_g \cdot \exp \left[\frac{(\zeta p - 1)(1 - \zeta) \left[\frac{F}{F + 1} \right] (1 - f) \left[\frac{Q_r}{M_c} \right]}{r_g T_g} \right] \quad (3.5)$$

La pression est :

$$p_4 = \frac{r_4 \cdot T_4}{v_4} \quad \text{avec } T_4 = T_g$$

b- Moteur Diesel :

-Equation de combustion et chaleur de réaction :



$$Q_r = - 10\,665\,043,9 \text{ KJ/Kmole de combustion}$$

-Première phase de combustion : (2-3)

La première phase de combustion est isochore pendant laquelle 30% de combustible est injecté .

- Bilan énergétique :

$$\left[\sum_i n_i \cdot \left[\sum_{j=0}^4 A_j \cdot \frac{(T_3^{j+1} - T_0^{j+1})}{j+1} \right] \right]_3 = (\zeta_p - 1) \cdot \zeta_1 \cdot Q_r \quad (3.6)$$

$$+ \left[\sum_i n_i \cdot \left[\sum_{j=0}^4 A_j \cdot \frac{(T_2^{j+1} - T_0^{j+1})}{j+1} \right] \right]_2$$

où ζ_1 : pourcentage de combustible injecté pendant la phase de combustion isochore; $\zeta_1 = 0,3$

$$\zeta_p = 0,2$$

La résolution de l'équation (3.6) permet de donner la température T_3

La pression au point 3 est :

- Moteur existant :

$$P_3 = \frac{m_3 \cdot r_3 \cdot T_3}{V_3}$$

$$\text{avec: } V_3 = V_2$$

$$r_3 = r_1$$

$$m_3 = (0,3F(1-f)+1) m_1$$

- Moteur nouveau :

$$P_3 = \frac{r_3 \cdot T_3}{V_3}$$

$$\text{avec: } V_3 = V_2$$

$$r_3 = r_1^2$$

- Deuxième phase de combustion : (3-4)

La deuxième phase de combustion est isobare pendant laquelle 60% de combustible est injecté

- Bilan énergétique :

En appliquant le premier principe de la thermodynamique à cette évolution on obtient :

$$Q_p + H_4 - H_3 = Q_{par} \quad (3.7)$$

où Q_p : Chaleur de réaction à pression constante.

Q_{par} : Chaleur transmise aux parois.

$H_4 - H_3$: Variation d'enthalpie du système.

avec : * $Q_p = \zeta_2 \cdot Q_r$

ζ_2 : Pourcentage de combustible injecté pendant la phase de combustion isobare, $\zeta_2 = 0,6$

* $Q_{par} = \zeta_p \cdot Q_p$; $\zeta_p = 0,2$

$$\begin{aligned}
 * \quad H_4 - H_3 &= \int_{T_0}^{T_4} (\sum_i n_i \cdot Cp_i)_4 dT - \int_{T_0}^{T_3} (\sum_i n_i \cdot Cp_i)_3 dT \\
 &= \left[\sum_i n_i \cdot \left[\sum_{j=0}^4 A_j \cdot \frac{(T_4 - T_0)^{j+1}}{j+1} \right] \right]_4 - (\zeta_p - 1) \cdot \zeta_2 \cdot Q_r \\
 &\quad + \left[\sum_i n_i \cdot \left[\sum_{j=0}^4 A_j \cdot \frac{(T_3 - T_0)^{j+1}}{j+1} \right] \right]_3
 \end{aligned} \quad (3.8)$$

La résolution de l'équation (3.8) permet de donner la température T_4 .

Le volume au point 4 est :

-Moteur existant :

$$V_4 = \frac{m_4 r_4 T_4}{P_4}$$

avec: $P_4 = P_3$
 $r_4 = r_5$

$$m_4 = (0,9F(1-f)+1) \cdot m_1$$

- Moteur nouveau :

$$V_4 = \frac{r_4 \cdot T_4}{P_4}$$

avec: $P_4 = P_3$
 $r_4 = r_5$

- Troisième phase de combustion : (4-5)

La troisième phase de combustion est isotherme pendant laquelle 10% de combustible est injecté .

- Bilan énergétique :

En appliquant le premier principe de la thermodynamique à cette évolution on obtient :

$$Q_t = Q_{par} - W \quad (3.9)$$

avec * $Q_t = (1 - \zeta_1 - \zeta_2) \cdot m_c \cdot \frac{Q_r}{M_c}$

$$m_c = F(1-f) m_1$$

or $m_1 = m_4$

donc $m_c = F(1-f) m_4$

$$Q_{par} = \zeta_p \cdot Q_t$$

$$\zeta_p = 0,2$$

- Moteur existant :

L'équation (3.9) s'écrit :

$$r_4 \cdot T_4 \cdot \ln \frac{V_5}{V_4} = (\zeta_p - 1)(1 - \zeta_1 - \zeta_2) \cdot F(1 - f) \cdot \left[\frac{Q_r}{M_c} \right]$$

d'où le volume au point 5 :

$$V_5 = V_4 \cdot \exp \left[\frac{(\zeta_p - 1)(1 - \zeta_1 - \zeta_2)}{r_4 T_4} F(1 - f) \cdot \left[\frac{Q_r}{M_c} \right] \right] \quad (3.10)$$

La pression au point 5 :

$$P_5 = \frac{m_5 \cdot r_5 \cdot T_5}{V_5} \quad \text{avec: } T_5 = T_4 \quad m_5 = (F(1 - f) + 1) \cdot m_1$$

- Moteur nouveau :

L'équation (3.9) devient :

$$r_4 \cdot T_4 \cdot \ln \frac{v_5}{v_4} = (\zeta_p - 1)(1 - \zeta_1 - \zeta_2) \cdot F(1 - f) \cdot \left[\frac{Q_r}{M_c} \right]$$

d'où le volume massique au point 5 :

$$v_5 = v_4 \exp \left[\frac{(\zeta_p - 1)(1 - \zeta_1 - \zeta_2)}{r_4 T_4} \cdot F(1 - f) \cdot \left[\frac{Q_r}{M_c} \right] \right] \quad (3.11)$$

La pression au point 5 :

$$P_5 = \frac{r_5 \cdot T_5}{v_5} \quad T_5 = T_4$$

D- Détente : (4-6 ou 5-6)

a-Moteur à essence ou à gaz : (4-6)

On passe du point 4 au point 6 par une détente isentropique, d'où l'expression de la température en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin .

-Moteur existant :

$$T(\theta) = T_4 \cdot \left[\frac{v_4}{v(\theta)} \right]^{\bar{\gamma} - 1}$$

- Moteur nouveau :

$$T(\theta) = T_4 \cdot \left[\frac{v_4}{v(\theta)} \right]^{\bar{\gamma} - 1}$$

$$\bar{\gamma} = f(T = (T_4 \cdot T(\theta))^{1/2})$$

Pour calculer $T(\theta)$ une itération est nécessaire, par calcul de $\bar{\gamma}$.

Avec l'hypothèse des gaz parfaits, on déduit l'expression de la pression

-Moteur existant :

$$P(\theta) = P_4 \cdot \left[\frac{v_4}{v(\theta)} \right]^{\bar{\gamma}}$$

- Moteur nouveau :

$$P(\theta) = P_4 \cdot \left[\frac{v_4}{v(\theta)} \right]^{\bar{\gamma}}$$

b- Moteur Diesel : (5-6)

On passe du point 5 au point 6 par une détente isentropique, d'où l'expression de la température et de la pression en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin .

-Moteur existant :

$$T(\theta) = T_5 \cdot \left[\frac{v_5}{v(\theta)} \right]^{\bar{\gamma} - 1}$$

$$P(\theta) = P_5 \left[\frac{v_5}{v(\theta)} \right]^{\bar{\gamma}}$$

$$\bar{\gamma} = f(T = (T_5 \cdot T(\theta))^{1/2})$$

- Moteur nouveau :

$$T(\theta) = T_5 \cdot \left[\frac{v_5}{v(\theta)} \right]^{\bar{\gamma} - 1}$$

$$P(\theta) = P_5 \left[\frac{v_5}{v(\theta)} \right]^{\bar{\gamma}}$$

$$\bar{\gamma} = f(T = (T_5 \cdot T(\theta))^{1/2})$$

Le coefficient isentropique est donnée par [2] :

$$\gamma(T) = \sum_{i=0}^2 A_i T^i$$

2. CARACTERISTIQUES ET PERFORMANCES DU MOTEUR :

Pour calculer les performances du moteurs à combustion interne, il faut connaître ses dimensions géométriques. Ces dimensions sont connues dans le cas de moteur existant, mais pour le moteur nouveau ils sont inconnues.

2-1- Dimensionnement du moteur nouveau :

- Calcul de la cylindrée initiale :

La puissance effective maximale est donnée par :

$$P_{max} = \eta_m \frac{m_1 \cdot W_i \cdot N \cdot n_c}{120}$$

Avec :

W_i : travail indiqué ramené à 1 Kg au point 1.

D'où la masse au point 1:

$$m_1 = \frac{120 \cdot P_{max}}{\eta_m \cdot W_i \cdot N \cdot n_c}$$

La cylindrée unitaire est alors :

$$V_u = m_1 (v_1 - v_2)$$

Avec:

v_1, v_2 : volume massique des gaz respectivement au PMH et au PMB.

- Calcul de la cylindrée totale :

$$V_t = n_c \cdot V_u$$

- Calcul de la course et l'alésage :

$$V_u = \frac{\pi D^2}{4} \cdot C$$

et
$$\psi = \frac{C}{D}$$

d'où :

$$D = \left[\frac{4 V_u}{\pi \psi} \right]^{1/3}$$

2-2- Performances :

- Travail indiqué :

$$W_i = \int_{\text{cycle}} P \cdot dV$$

- Pression moyenne indiquée :

$$p_{mi} = \frac{W_i}{V_u}$$

Puissance indiquée :

$$P_i = \frac{p_{mi} \cdot N \cdot n_c \cdot V_u}{120}$$

- Consommation horaire :

. Moteur à essence ou à gaz :

$$ch = \left[\frac{F}{F + 1} \cdot (1 - f) \cdot m_1 \right] N \cdot nc \cdot (3 \cdot 10^4)$$

. Moteur Diesel :

$$ch = \left[F(1 - f) \cdot m_1 \right] N \cdot nc \cdot (3 \cdot 10^4)$$

- Consommation spécifique indiquée :

$$csi = \frac{ch}{Pi}$$

- Rendement indiquée :

$$\eta_i = \frac{3,6 \cdot 10^6}{csi \cdot PCI}$$

- Pression moyenne effective :

$$pme = \eta_m \cdot pmi$$

- Puissance effective

$$Pe = \frac{pme \cdot N \cdot nc \cdot Vu}{120}$$

- Consommation spécifique effective :

$$cse = \frac{ch}{Pe}$$

- Rendement effectif :

$$\eta_e = \frac{3,6 \cdot 10^6}{cse \cdot PCI}$$

- Couple effectif :

$$Ce = \frac{30}{\pi N} \cdot Pe$$

3- APPLICATION :

. Moteur Diesel atmosphérique :

3-1- Données :

- Puissance maximale [Kw] :	54
- Vitesse de rotation [tr/min] :	2800
- Rapport volumétrique de compression	17
- Rapport de la longueur de la bielle au rayon de la manivelle :	3,6
- Rapport de la course à l'alésage :	1,2
- Nombre de cylindres :	4
- Rendement mécanique :	0,8

3-2-Résultats :

-Pressions aux différents points du cycle :

	P [KPa]	v [m ³ /Kg]	θ [°]
1	91,107	0,970670	180
2	4510,083	0,057097	360
3	6920,123	0,570976	360
4	6920,123	0,082488	377
5	5130,399	0,111264	385
6	324,669	0,970659	540
7	110,000	0,970659	540
8	110,000	0,057097	720

- Course [mm] : 114
- Alésage [mm] : 95
- Cylindrée unitaire [l] : 0,811
- Cylindrée totale [l] : 3,244

- Performances :

- Pression moyenne indiquée [KPa] : 891,409
- Pression moyenne effective [KPa] : 713,127
- Rendement indiquée : 0,4235
- Rendement effectif : 0,3388
- Puissance indiquée [KW] : 67,5
- Puissance effective [KW] : 54,0
- Consommation horaire [g/h] : 13469,28
- Consommation spécifique indiquée [g/Kwh] : 199,545
- Consommation spécifique effective [g/Kwh] : 249,431
- Couple effectif [KN.m] : 0,1839

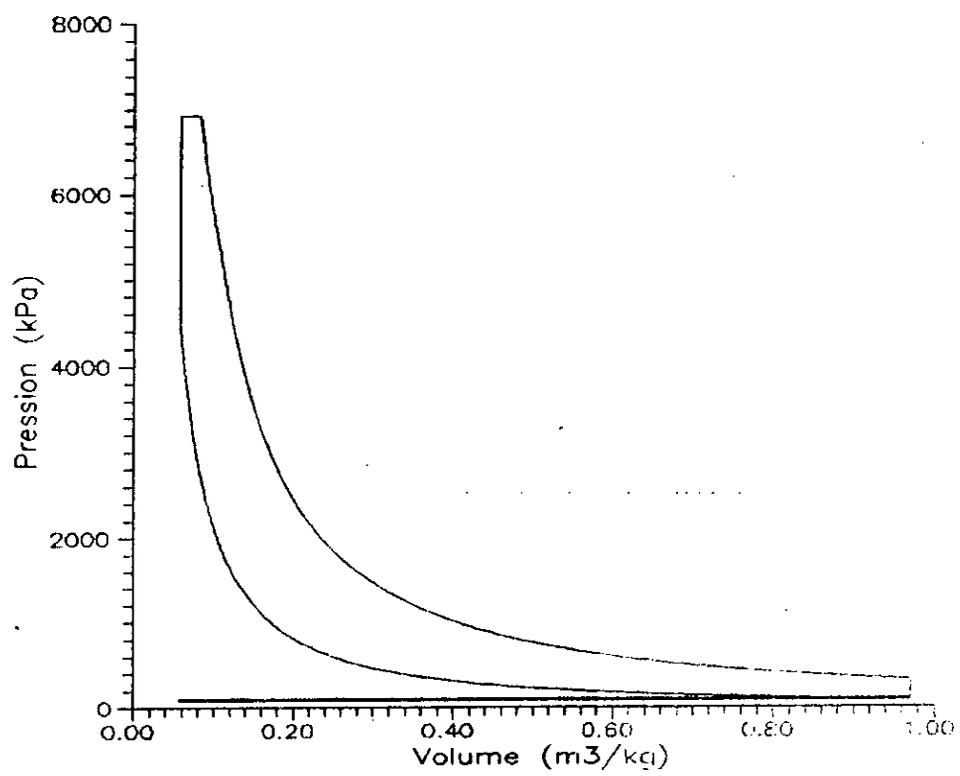


FIG.3. . Diagramme P-v

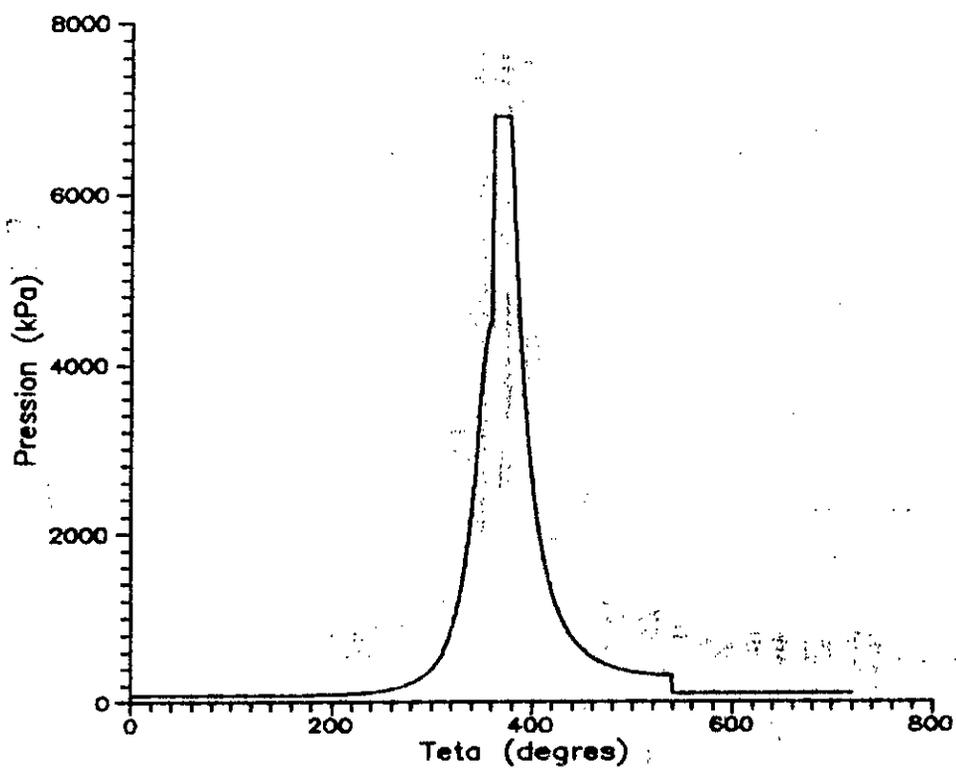


FIG.3. . Diagramme P-teta

QUATRIEME PARTIE

PROGRAMME

Le logiciel developpé est écrit en FORTRAN sous la version 5.1,
choisi pour :

- Sa puissance et sa souplesse.
- Son environnement graphique.

A- Structure du programme :

1- Entrée des données au clavier :

a- Choix du moteur :

- Moteur existant (on connaît ses dimensions géométriques).
- Moteur nouveau (on connaît que la puissance désirée).

b- Choix du type de moteur :

- Moteur à essence.
- Moteur à gaz (G.N.L).
- Moteur Diesel.

c- Choix du genre du moteur :

- Aspiré (ou atmosphérique).
- Suralimenté.
- Suralimenté refroidi.

d- Données de base :

- Moteur existant :

$T_o, P_o, N, \varepsilon, \lambda, C, D, n_c, \eta_m, \tau, \eta_c, \text{eff.}$

- Moteur nouveau :

$T_o, P_o, N, P_{max}, \varepsilon, \lambda, \psi, n_c, \eta_m, \tau, \eta_c, \text{eff.}$

2- Calcul thermodynamique du cycle :

Calcul de la température, de la pression et du volume en chaque point du cycle : $T(\theta)$, $P(\theta)$, $V(\theta)$.

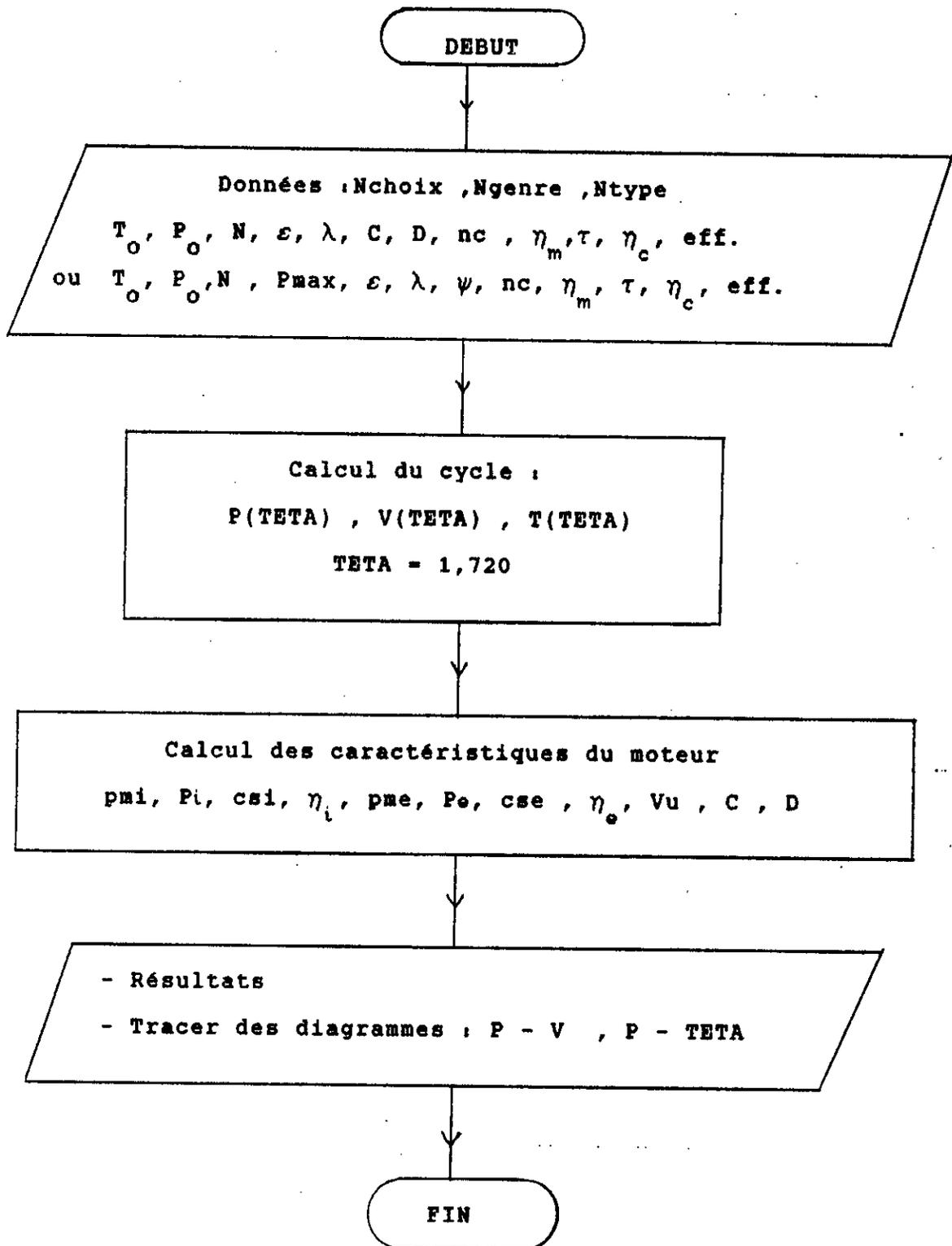
3- Calcul des performances et dimensionnement :

- Calcul des performances indiquées :
 p_{mi} , P_i , c_{si} , η_i .
- Calcul des performances effectives :
 p_{me} , P_e , c_{se} , η_e .
- Calcul des dimensions géométriques pour un moteur nouveau :
 V_u , C , D .

4- Resultats :

- Affichage des resultats sur écran.
- Stockage des résultats dans un fichier.
- Tracer des diagrammes : $P(V)$, $P(\theta)$.

B - ORGANIGRAMME :



CONCLUSION :

L'étude que nous venons de présenter permet à l'ingénieur concepteur d'avoir une synthèse assez claire des cycles thermodynamiques des différents types de moteur à combustion interne (à allumage commandé, Diesel, suralimenté ou à aspiration naturelle).

Le logiciel développé permet de simuler les pressions dans le cylindre en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin et de calculer les caractéristiques du moteur .

Pourtant le travail n'est pas terminé. On pourra toujours faire plus et aller plus loin, surtout dans l'étude des mécanismes complexes de combustion .

Notre étude est ainsi loin d'être aboutie, mais ce travail permet de tracer quelques orientations qui sont très utiles dans l'analyse énergétique des cycles des moteurs à combustion interne.

Enfin, nous pensons que l'objectif qu'on s'était fixé dans le cadre de ce projet, à savoir l'évaluation thermodynamique des cycles moteurs et le logiciel développé, a été atteint.

BIBLIOGRAPHIE

1-J.ANDRZEJEWSKI, M.THELLIEZ

Coefficient de remplissage et taux de gaz résiduels.

ENTROPIE N° 134.1987.

2-M.THELLIER

Analyse énergétique des cycles des moteurs à combustion interne au moyen d'un cycle théorique associé.

ENTROPIE N° 148.1989.

3-J.TRAPY

Transferts thermiques dans les moteurs à combustion interne. Mesure et modélisation.

Revue générale de thermique N°223.1981.

4-J.C.GUIBET

Carburants et moteurs.

Editions technip Paris 1987.

5-J.VAN WYLEN

Thermodynamique appliquée.

Editions du renouveau pédagogique, Inc. Québec

6-RAYMOND

Suralimentation par turbocompresseur.

Technique de l'ingénieur B2631.

7-M.SERRUYS

Moteurs à combustion interne.

Editions scientifiques-Riber. Paris.