

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
CENTRE UNIVERSITAIRE SALHI AHMED– NAAMA



INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES
DÉPARTEMENT DE TECHNOLOGIE

MÉMOIRE

En vue de l'obtention du diplôme de **Master** en :

Génie Mécanique

Option : Énergétique

Intitulé :

ÉTUDE ÉNERGÉTIQUE D'UN MOTEUR FONCTIONNANT AU BIOGAZ

Présenté par :

- **Guerouache Mourad**
- **Saci Mohammed**

Soutenu le : 29/06/2021.....devant le Jury :

<i>Dr . Badaoui Abdelhamid</i>	<i>MCB</i>	<i>Centre Universitaire Naâma</i>	<i>Président</i>
<i>Dr.MEDJAHED Driss Meddah</i>	<i>MCB</i>	<i>Centre Universitaire Naâma</i>	<i>Encadreur</i>
<i>Dr.Boukhadia Karima</i>	<i>MCB</i>	<i>Centre Universitaire Naâma</i>	<i>Examineur</i>

Nâama – Algérie - 2021

Remerciements

*Nous tenons d'abord à remercier
Respectueusement notre encadreur
Dr. MEDJAHED Driss Meddah pour la confiance,
Les conseils et l'orientation, et pour
La documentation qu'elle a mise a notre disposition.*

*Nous remercions l'ensemble des professeurs de
Génie mécanique qui ont contribué à assurer notre
Formation en Master.*

*Nos remerciements également à tous ceux qui
Ont contribué à l'élaboration et la réalisation de Ce travail.*

Dédicace

Je dédie cette thèse à mes parents, qui ont toujours eu le souci de mon avenir et qui m'ont toujours comblé d'amour et d'affection.

Mes beaux parents

Mes frères et sœurs

Mes beaux frères et belles sœurs

Je dédie ce modeste travail à ma grande famille, amis très chers

Parents que j'aime plus que tous, à mon père et ma mère

Qui ont fait tant de

Sacrifices pour me permettre

De réussir ma vie, et qui

M'ont soutenu tout au long de mon parcours

D'études, tous les mots restent faibles pour exprimer

Ma grande affection et ma profonde gratitude.

A mes frères et mes sœurs, à mes amis de ma promotion, à tous les professeurs et les étudiants de

Génie mécanique, à mes collègues de ma branche et à

Mon binôme Saci Mohammed.

Guerouache Mourad

Dédicace

Je dédie cette thèse à mes parents, qui ont toujours eu le souci de mon avenir et qui m'ont toujours comblé d'amour et d'affection.

Mes beaux parents

Mes frères et sœurs

Mes beaux frères et belles sœurs

Je dédie ce modeste travail à ma grande famille, amis très chers

Parents que j'aime plus que tous, à mon père et ma mère

Qui ont fait tant de

Sacrifices pour me permettre

De réussir ma vie, et qui

M'ont soutenu tout au long de mon parcours

D'études, tous les mots restent faibles pour exprimer

Ma grande affection et ma profonde gratitude.

A mes frères et mes sœurs, à mes amis de ma promotion, à tous les professeurs et les étudiants de

Génie mécanique, à mes collègues de ma branche et à

Mon binôme Guerouache Mourad.

Saci Mohammed

Résumé

Le but final des études menées actuellement sur la combustion du biogaz dans les moteurs à combustion interne est l'optimisation des paramètres moteurs pour le fonctionnement au biogaz, c'est-à-dire la détermination des valeurs optimales des paramètres de réglage, tels l'avance à l'allumage, le taux de compression, le remplissage, la richesse du mélange carburé.

Le travail effectué ici constitue une première étape de ce processus de recherche puisqu'il comporte d'une part l'étude complète en fonctionnement à l'essence, du moteur AENL qui sera ultérieurement converti au biogaz, et d'autre part la création d'un modèle de simulation adapté au combustible gazeux.

Abstract

The final goal of the studies currently being carried out on the combustion of biogas in internal combustion engines is the optimization of engine parameters for biogas operation, that is to say the determination of the optimal values of the control parameters, such as ignition advance, compression ratio, filling, richness of the fuel mixture.

The work carried out here constitutes a first step in this research process since it includes on the one hand the complete study in gasoline operation of the AENL engine which will subsequently be converted to biogas, and on the other hand the creation of 'a simulation model adapted to gaseous fuel.

ملخص

الهدف النهائي للدراسات التي يتم إجراؤها حالياً حول احتراق الغاز الحيوي في محركات الاحتراق الداخلي هو تحسين معلمات المحرك لتشغيل الغاز الحيوي ، أي تحديد القيم المثلى لمعلمات التحكم، مثل تقدم الإشعال، نسبة خليط الوقود، الضغط، التعبئة، ثراء

يشكل العمل الذي يتم تنفيذه هنا خطوة أولى في عملية البحث هذه لأنه يتضمن من ناحية الدراسة الكاملة لتشغيل البنزين والذي سيتم تحويله لاحقاً إلى غاز حيوي، ومن ناحية أخرى إنشاء `` نموذج محاكاة " تتكيف مع محرك الوقود الغازي.

Nomenclature

Symbole	Désignation	Unité
M	Masse molaire	g/mole
T	Température	k
P	Masse volumique	kg/m ³
PCI	Le pouvoir calorifique inférieur	kJ/ m ³
η	Rendement	/
A	Surface	m ²
R	Constante massique des gaz parfaits	/
U_i	Energie interne massique du système	j
Q_i	Flux de chaleur entre le système	w/m ²
Pci	Pouvoir calorifique inferieur	kwh/nm ³
C	Coefficient de débit	/
P_v	Pression a la soupape	ba
Q_v	Chaleur de vaporisation du liquide	kJ/kg
Pme	Pression moyenne effective	bar
Θ	Angle de vilebrequin	

Liste des figures

Chapitre III

- Figure 1. Comparaison d'une flamme a) sous pesanteur terrestre et b) en apesanteur dans l'ISS.12
- Figure 2. La flamme de bougie, processus complexe comprenant une flamme de diffusion. Le schéma montre en particulier la diffusion des espèces de part et d'autre de la surface de flamme et la chaleur qui sert à la fusion de la paraffine, ainsi que l'agitation du liquide rendue possible par l'effet Marangoni.....15
- Figure 3. a) Formes de la flamme de diffusion du type Burke-Schumann pour des cylindres coaxiaux. Deux exemples sont donnés sur la même figure : I) sous-ventilée II) sur-ventilée ; b) Solution en Z correspondant à la théorie dans l'hypothèse où la flamme est supposée mince ; c) Allure d'une solution en Z réelle.....16
- Figure 4. Double instabilité de Kelvin-Helmholtz en aval d'un injecteur O₂-H₂ allumé.....17
- Figure 5. Visualisation d'un jet turbulent réalisée par fluorescence induite par laser. Le jet présente une large gamme d'échelles de longueur représentées par des couleurs différentes, caractéristique importante des écoulements turbulents.....18
- Figure 6. Représentation simplifiée du diagramme de Peters (réf. Ii) dans le plan « taux de dissipation χ_q/χ_{st} – fraction de mélange turbulente $Z'st/(\Delta Z) F$ » pour les régimes de combustion non pré mélangée méthane-air.....19
- Figure 7. a) Application de la théorie de Rankine-Hugoniot (voir Annexe 1) à la flamme oblique issue d'un bec Bunsen : composition des vitesses de part et d'autre du front de flamme. Les gaz brûlés et frais sont désignés respectivement par les indices b et f. b) Photographie sous plan laser d'une flamme de bec Bunsen sous basse pression – ce qui épaissit sa structure interne – visible grâce à l'ensemencement par de fines gouttelettes d'huile.....20
- Figure 8. Deux échelles pour un même problème : a) Configuration de Rankine-Huguenot b) Structure de flamme mince de pré mélange laminaire dans la conduite rectiligne à petite échelle.....21
- Figure 9. Evolution de la température et de la concentration réduites dans une onde de déflagration en fonction de la variable d'espace η25

Figure 10. Effet de la turbulence sur une flamme plane mince de pré mélange.....	26
Figure 11. Combustion de plaques au travers de dispositifs de simulation expérimentale.....	27
Figure 12. A) La configuration du problème d'Emmons, b) Courbe (- f (0)) en fonction de B.....	28
Figure 13. Utilisation d'une thermite pour le soudage de rails. Les températures atteintes lors des réactions chimiques en phase solide de l'aluminium avec des oxydes de fer sont assez élevées pour permettre le soudage.....	30
Figure 14. a) Schéma d'un propulseur à propergol solide. , b) Lancement de la fusée Soyouz emportant des cosmonautes vers l'ISS le 21/10/2001.....	31
Figure 15. Schéma de la combustion d'une particule d'aluminium en ambiance propergol.....	32
Figure 16. Propagation d'une onde de combustion discrète en mode spin multicouche.....	33
Figure 17. Combustion de sprays : a) Goutte individuelle en combustion avec flamme de diffusion sphérique (7) ; b) Paquet de gouttes en combustion, chaque goutte étant en évaporation ; c) Dans les deux cas l'évolution du diamètre d de goutte suit assez bien une loi en $d^2=d_0^2 (1-t/t_v)$; t_v durée de vie. d) Le phénomène physique induit dans la flamme issue d'un injecteur coaxial cryotechnique	34
Figure 18. Traces des chemins de gouttelettes illustrant le processus continu de fragmentation en cascade dans un feu d'artifice traditionnel. En haut : temps d'exposition 1/60 s Le cordon de papier de 2 mm de diamètre retient la goutte mère.....	35

CHAPITRE V

Figure 19. L'écoulement du gaz se fait à travers un collecteur.	58
Figure 20. L'écoulement au niveau de la soupape.	59
Figure 21. Montre un graphe d' $A= f (1/d)$	60
Figure 22. Transfert de chaleur	62

CHAPITRE VII

Figure n° 23 : Cycle Moyen de pression : essai N°1	73
Figure n° 24 : Cycle Moyen de pression : essai N°1	74
Figure n° 25 : Cycle Moyen de pression : essai N°2	74
Figure n° 26 : Cycle Moyen de pression : essai N°2	75
Figure n° 27 : Cycle Moyen de pression : essai N°3.....	75
Figure n° 28 : Cycle Moyen de pression : essai N°3.....	76
Figure n° 29 : Cycle Moyen de pression : essai N°4.....	76
Figure n° 30 : Cycle Moyen de pression : essai N°4.....	77
Figure n° 31 : Cycle Moyen de pression : essai N°5.....	77
Figure n° 32 : Cycle Moyen de pression : essai N°5.....	78

CHAPITRE VIII

Figure N°33 : Comparaison ESSENCE-BIOGAZ	84
Figure N°34 : Comparaison ESSENCE-BIOGAZ.....	85
Figure N°35 : Influence du rapport volumétrique sur la PMI- Biogaz.....	85

Sommaire

Remerciements.....	I
Dédicace	II
Résumé	IV
Nomenclature	VII
Liste des figures	VIII
Sommaire.....	XI
Introduction générale.....	1

Chapitre I

Historique des véhicules en accentuant sur le développement technologiquement

Introduction.....	2
I .Historique.....	3

Chapitre II

Historique sur les moteurs technologiquement

I.1.Définition	6
II. Historique	6
II.1. Historique du moteur diesel	6
II.2. Historique du moteur à allumage command.....	7
III. Généralités	8
III. 1. Le moteur thermique à combustion interne	8
III.2. Principe de fonctionnement	9
III.3. Comparaison entre le moteur diesel et le moteur à explosion	9
III.4. Avantages et inconvénients du moteur diesel.....	9

Chapitre III

La combustion et les équations de base de la combustion

I. Définition.....	11
I.1. Comburant.....	11
I.2. Combustibles.....	11
II.1. Le phénomène chimique.....	12
II.2. Combustion non pré mélangée laminaire.....	14
II.2.1. La flamme de bougie.....	14
II.2.2. Le problème de Burke-Schumann.....	15
III. Combustion non pré mélangée turbulente.....	18
IV. Combustion pré mélangée	20
IV.1. Propagation d'une flamme pré mélangée.....	22

IV.2. La vitesse de combustion de la flamme plane adiabatique de pré mélange.....	23
IV.3. Notions de combustion turbulente pré mélangée.....	26
IV.3. Notions de combustion turbulente pré mélangée.....	27
VI. Poudres	29
VI.1. Thermites	29
VI.2. Fusées à poudre.....	30
VI.3. Combustion en spirale.....	32
VII. Sprays et feux d’artifice.....	33
VIII. Messages à retenir.....	35

Chapitre IV

Le biogaz et sa formation et sa composition

I. 1. Introduction	37
1. – sur le plan économique	37
2. sur le plan écologique	38
II. 1. Définition	38
II.2.Composition du biogaz	39
II.3.Propriétés physico-chimiques du biogaz	40
II .4.Formule chimique globale	40
II .5.Masse molaire	40
II .6.Constante massique des gaz parfaits	41
II .7.Masse volumique	41
II .8.Densité par rapport à l’air	41
II .9.Pouvoir calorifique inférieur	42
II .10.Dosage stœchiométrique	43
II .11.Pouvoir comburivore	43
III .Production du biogaz et son utilisation	44
VI. Compression et stockage	46
V. Hypothèse de calcul	46
V.1- B.SALE.....	47
V.2- Philips et Orman.....	47
V. 3- Eyzat et Guibert.....	47
V.6- Lucas et James.....	47
V.7- C Blizzard Norman et James C Keck.....	48
V.8- F Fisson et O Henze.....	48

Chapitre V

Equation de base de la simulation

I.1.Définition	49
I.2.Premier principe de la thermodynamique	50
II .Loi du volume balayé	51
III. Propriétés thermodynamiques des constituants.....	52
VI. Calcul de l'énergie interne du combustible	54
V. Produits de combustion	55
VI. Transferts de masse	57
VII. L'écoulement au niveau de la soupape	58
VIII. Débit critique	60
IX .Transfert de chaleur	61
X .1.Coefficient de transfert	63
X .2.Calcul des surfaces	64
XI. Loi de dégagement l'énergie	64

Chapitre VI

Modélisation de la loi de dégagement d'énergie

Définition	65
Analyse de la combustion	65
III. Présentation de quelques modèles de dégagement d'énergie	66
IV.1.Modèle de hauteur H L C	69
IV.2. Modèle de position CA50	69
IV.3.Modèle de forme	69
V. Vitesse de propagation de la flamme	69
V.1.Définition	69
VI .Influence des certains facteurs sur la vitesse laminaire du méthane	69
VI .1.Influence de la richesse	69
VI .2.Influence de la température initiale	70
VI .3.Influence de la pression	70
VI.4.Influence du taux de CO2	70
VII. Vitesse du front de flamme	70
VIII. Vitesse laminaire V_1	70
VIII. 1. Formulation de METGHALCHI et KECK	70
VIII. 2. Formulation basée sur la théorie de Semenov	70

Chapitre VII

Résultats expérimentaux

I. Introduction	71
II. paramètre série de mesures.....	71
II. 1.Essai moteur A.E.N.L N°1	71

II. 2.Essai moteur A.E.N.L N°2	71
II. 3.Essai moteur A.E.N.L N°3	72
II. 4.Essai moteur A.E.N.L N°4	72
III. Deuxième série de mesures.....	73
III.1.Groupe de mesure.....	73

CHAPITRE VIII
Résultats de la simulation

<i>I. Résultats de la simulation</i>	79
<i>II. Comparaison Essence-biogaz</i>	80
Conclusion Générale.....	86
Références Bibliographiques.....	87

Introduction Générale

Depuis son apparition, le moteur a combustion interne a fait l'objet de nombreuses études dont certaines ont déjà permis d'accroître notablement ses performances. Plus récemment, de nouvelles contraintes énergétiques économiques et écologiques ont posé avec acuité, les problèmes de l'optimisation du rendement et de la réduction de la pollution provoquée par les gaz d'échappement.

Dans ce contexte et dans le dessin de contribuer à faire progresser la compréhension des phénomènes de combustion dans les moteurs thermiques, plusieurs laboratoires de part et d'autre dans le monde se sont créés orientant leurs recherches vers l'étude des phénomènes liés à la combustion.

Dans cette étude on a essayé d'utiliser plusieurs modèle pour simuler le fonctionnement d'un moteur a allumage commande. Dans le souci d'enrichir l'étude sur les énergies nouvelles on utiliser le biogaz comme combustible pour notre moteur. L'occasion nous a été présenté pour procéder a une comparaison entre fonctionnement du moteur au biogaz et celui fonctionnement a l'essence.

CHAPITRE I

Historique des véhicules en accentuant sur le développement technologique

I. Introduction

Il a été généralement accepté par la communauté scientifique qu'il existe une corrélation entre le réchauffement du climat et le début de l'ère industrielle, moment où la combustion d'énergie fossile comme moyen de production d'énergie est devenue la source énergétique principale. En 1896, le chimiste suédois Svante Arrhenius prédisait déjà que les émissions de CO₂ liées à la combustion du charbon provoqueraient le réchauffement de la planète. Depuis ce temps, plusieurs groupes d'experts ont appuyé sa prédiction. L'ONU a mis sur pied le fameux Groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat (GIEC) en 1998. Pour le GIEC, le changement est bel et bien réel. Ses prévisions à court terme semblent se réaliser et tout porte à croire que le phénomène continuera de donner raison à ces experts.

Dans ce contexte, plusieurs pays ont décidé de mettre en place des mesures incitatives ou coercitives dans le but de réduire les émissions de CO₂ liées au transport. Les précurseurs, venant d'Europe, ont adopté des normes strictes, alors que d'autres pays comme le Canada et les États-Unis peinent à mettre en place des mesures concrètes.

Le changement d'administration politique aux États-Unis donne un nouveau souffle aux technologies vertes dans le domaine du transport. À la fin mai 2009, l'administration Obama adopte le plan de réduction de la Californie, soit d'abaisser de 9,4 L/100km à 6,6 L/100km d'ici 2016 le niveau de consommation moyenne de la flotte automobile. En Amérique du Nord, toutes les administrations avant celle d'Obama avaient refusé de mettre en place des mesures aussi concrètes. L'administration Bush a fait avorter plusieurs législations proposées au courant de ses huit années de mandat et a repoussé la mise en application des normes californiennes. Ce changement de régime permet de croire en une révolution dans l'industrie automobile américaine. Cependant, cette ouverture est-elle en train de nous mener dans un autre gouffre.

Dans le contexte actuel, on nous présente le véhicule hybride comme étant la solution aux problèmes d'émissions de gaz à effet de serre des véhicules, mais est-ce vraiment une révolution verte ? N'y aurait-il pas d'autres solutions plus simples que d'intégrer deux moteurs dans un véhicule ? Beaucoup vantent les mérites du véhicule électrique, mais on oublie trop souvent de nous mentionner que 20 % de l'électricité est produite

Avec du charbon au Canada (association canadienne de l'électricité, 2006) et qu'aux États-Unis cette proportion grimpe à 50 % (Perspective monde, Université de Sherbrooke). Est-ce vraiment une avancée significative ? Également, on oublie trop souvent que l'Europe utilise depuis longtemps des véhicules plus performants et utilisant du diesel. Est-ce que le vieux continent pourrait nous faire la leçon ?

Les développements technologiques donnent espoir et permettent d'entrevoir des solutions alternatives plus écologiques. Dans ce sens, cet essai vise à définir quelles motorisations peuvent être une alternative durable au moteur à essence afin de réduire les émissions de gaz à effet de serre ainsi que l'ensemble des émissions polluantes dans le secteur du transport au Canada.

Afin de comprendre davantage la problématique, cet essai a comme objectifs spécifiques de faire un portrait de la flotte automobile canadienne, d'effectuer un comparatif avec celle de la France, puis de faire ressortir les technologies transférables au Canada. Ensuite, il vise à comprendre l'impact des politiques gouvernementales face aux différentes motorisations. Cet essai vise également à cerner les impacts des motorisations d'avenir sur le développement durable et à trouver quels sont les obstacles à l'implantation de nouvelles motorisations au Canada.

I .Historique

L'histoire de l'automobile est fascinante. L'évolution de ce mode de transport a radicalement changé le rythme de la vie. En remplaçant les chevaux, l'automobile a repoussé les frontières et a permis de sortir les régions rurales de leur isolement. Histoire d'une grande révolution.

Le moteur à essence a été inventé dans les années 1700. Les premiers véhicules, développés en Europe, fonctionnaient à la vapeur. Au départ, le capitaine français Nicolas Cugnot développa un véhicule d'artillerie. Il faut attendre plus d'un siècle après l'invention de Cugnot, soit en 1866 avant que Otto et Langen d'Allemagne développent le moteur à essence à quatre temps tel que nous le connaissons aujourd'hui. Dès l'année suivante, le moteur à essence fit son envol avec M. Daimler qui en lança la fabrication de masse. Ce même moteur fut ensuite utilisé en France.

Le moteur Diesel fut inventé par Rudolf Diesel vers la fin des années 1800. À l'époque, le moteur était appelé moteur à huile lourde. Il était conçu pour utiliser du charbon pulvérisé, puis par la suite des huiles et graisses résultantes.

Le moteur était conçu pour brûler des huiles végétales et fonctionnait également avec du fioul. Moteur très peu performant au départ, c'est le français Lucien-Eugène Inchauspé qui développa la pompe à l'injection en 1924 et qui en fit un produit intéressant.

En 1936, Mercedes développa le premier modèle de série à moteur diesel, la 260D. Par la suite, Peugeot réalise une série d'un millier de modèles 402. Ce modèle est d'ailleurs toujours produit par Peugeot. Dans les années 1970, plusieurs constructeurs avaient des modèles équipés de moteurs diesel tels Volkswagen, Oldsmobile et Volvo. Plus tard, ce fut le cas de Ford, Chevrolet, Nissan, Toyota, BMW.

Au début des années 1900, l'Amérique est peu réceptive au développement de l'automobile. Seulement 8 000 voitures circulaient sur les routes à cette époque. Les routes étaient d'ailleurs loin des conditions que nous connaissons. Il faudra attendre que Henry Ford développe la chaîne de montage en 1908 pour voir l'automobile gagner en popularité. Vingt ans plus tard, l'automobile est devenue un moyen de transport que la plupart des gens utilisent. Entre 1918 et 1928, le nombre d'automobiles circulant aux États-Unis est passé de 6 millions à 24,6 millions. La plupart des foyers possédaient donc une voiture et l'état des routes s'était évidemment amélioré.

L'arrivée des « Fabulons 50 » véhicule l'idée que l'automobile est une façon d'exprimer sa personnalité en plus d'être un moyen de transport. On constate qu'aujourd'hui cette méthode de commercialisation des véhicules a perduré.

Au courant des années soixante, le pacte de l'automobile est adopté. Ce pacte prévoit que le marché canadien de l'automobile intègre un marché global en Amérique du Nord. Ce pacte garantit un certain volume de fabrication d'automobiles. Il garantit notamment au Canada l'assemblage d'un nombre de véhicules équivalent aux ventes annuelles dans le pays. Ce pacte aura un impact important dans la protection de l'industrie automobile canadienne.

Puis les années 1970 subissent des événements subséquents qui ont influencé radicalement le monde de l'automobile. Tout d'abord l'embargo sur le pétrole 1973-1974 des pays de l'OPEP face aux États-Unis oblige les Américains à remettre en perspective leurs habitudes de consommation. En 1979, l'Amérique en discordance avec l'Iran limite les importations et fait grimper le baril de pétrole à plus de 30 \$ US. Cette époque verra naître des véhicules moins énergivores.

Les années 80 ont également apporté leurs lots de changement. L'arrivée massive des constructeurs automobiles japonais sur le marché nord-américain force l'industrie à revoir ses méthodes de gestion et d'organisation du travail. Les relations avec les fournisseurs ainsi qu'avec les employés se modifient afin de répondre à cette concurrence féroce.

Les années 90 ont vu les premiers véhicules électriques, l'EV1 de GM ainsi que le RAV4 EV de Toyota apparaître sur le marché. Pour des raisons considérées comme obscures par certains, leurs technologies ont simplement été reléguées aux oubliettes. Par contre, les voix commencent à s'élever et réclament des constructeurs des véhicules moins polluants, moins énergivores et plus responsables. Paradoxalement, cette période a également vu naître la mode des véhicules utilitaires sport comme moyen de transport urbain.

CHAPITRE II

Historique sur les moteurs technologiquement

I.1.Définition

Le moteur est un organe qui transforme en travail mécanique une source d'énergie qui lui est fournie.

- Il est dit « moteur électrique » si la source d'énergie est l'électricité.
- Il est dit « moteur thermique » si la source d'énergie est donnée par un combustible.

Dans un moteur thermique si la combustion se fait à l'intérieur du moteur : on le dénomme alors moteur thermique à combustion interne.

C'est le cas de tous les moteurs thermiques employés actuellement en automobile, dont le travail mécanique est obtenu par l'explosion plus détente des gaz portés à haute pression et haute température.

II. Historique

II.1. Historique du moteur diesel

Le moteur diesel doit son nom à son inventeur, l'ingénieur allemand Rudolf Christian Karl Diesel, né le 18 mars 1858 à Paris et disparu en 1913. A l'âge de 35 ans il publia après de longues études un ouvrage intitulé : « Théorie et construction d'un moteur thermique rationnel ».

Dans cet ouvrage, Rudolf Diesel, qui avait l'idée de réaliser un moteur dont le cycle se rapprochait du cycle de Carnot a présenté ce nouveau moteur comme un moteur à combustion interne dans lequel a été utilisé la chaleur due à la compression de l'air pour provoquer l'allumage du combustible.

Cinq mois plus tard, la Société CRUPP fait les essais du premier diesel, dans l'atelier d'Augsbourg ; le combustible injecté après pulvérisation, explosa comme prévu mais malheureusement, le moteur ne résista pas. Toutefois, le but recherché était atteint et Rudolf Diesel ne se découragea pas : il construisit un moteur plus résistant et fit une démonstration du parfait fonctionnement de son nouveau moteur à KASSEL en 1897.

A la suite de ces expériences, le Français CAPITAINÉ inventa, en 1918, un moteur semi-diesel ainsi nommé pour la simple raison qu'il ne comprime pas l'air jusqu'à la température d'inflammation du combustible.

La mise en route s'effectue après préchauffage de la chambre de combustion dont la température est ensuite entretenue par les combustions successives.

En 1925, la firme BENZ réalisa un moteur diesel à deux cylindres et GNUKERS un moteur diesel deux temps à cylindres opposés

PACKARD construisit en 1930 un moteur d'avion en étoile, à refroidissement par air. Sans les études poussées de Rudolf Diesel tous les dérivés du moteur diesel n'auraient jamais pu être réalisés.

Rudolf Diesel, passionné de mécanique, a obtenu différents brevets dont un en particulier, en 1892, intitulé « procédé pour produire de la force motrice en faisant brûler un combustible ».

Il disparut en 1913 alors qu'il se rendait en Angleterre.

II.2. Historique du moteur à allumage commandé

La réalisation de la fonction de formation du mélange dans les moteurs à allumage commandé, depuis leur invention dans les années 1860 par Otto et Lenoir, a été dominée pendant un siècle par la solution carburée. Un carburateur créait le mélange air-combustible à partir de la dépression créée au col d'un venturi sur la veine d'air où débouchait l'alimentation en combustible. Les inconvénients évidents de cette solution (difficulté de contrôle, éloignement de la chambre, nécessité d'un papillon des gaz) ont fait rêver les concepteurs à la possibilité d'introduire le combustible directement dans la chambre de combustion. Le premier dispositif d'injection fut appliqué par Bosch en 1937 sur des moteurs d'avions puis d'autres systèmes furent développés par Gutbrod pour des moteurs d'automobiles deux temps en 1952, puis quatre temps notamment sur la Mercedes 300SL en 1956. Entre temps, de nombreuses tentatives sans industrialisation furent menées aussi bien en injection directe

Qu'indirecte, par les marques Jalbert, Citroën, Junkers, Deckel, Simms et Bendix, Bosch et Scintilla. Mais le surcoût induit par la solution injection n'était compensé par aucun argument valable selon les critères de l'époque. En effet, sans normes antipollution et sans crise pétrolière, les contraintes de prix et de fiabilité l'emportent. Car toute réalisation technologique efficace d'injection d'essence doit tenir compte des facteurs dosage et pulvérisation. En particulier, pour la pulvérisation, les dimensions de l'orifice d'injection doivent être aussi réduites que possible et la pression d'injection élevée. Obtenir cette pression élevée est délicat avec l'essence car ce combustible a une faible viscosité et constitue un très mauvais lubrifiant. Or le principe des pompes usuelles est de refouler avec un piston un certain volume de combustible à travers un clapet maintenu par un ressort exerçant un effort opposé au sens de refoulement et taré à la valeur de pression souhaitée pour l'injection.

Ce système n'est efficace que si les fuites entre le piston et la chemise sont faibles, ce qui est obtenu avec des jeux de fonctionnement très faibles. S'il n'y a pas de lubrification, il y a risque de grippage et déperdition d'énergie que l'on minimise avec des états de surface impeccables et des matériaux de haute dureté. Ainsi, sauf dans le domaine particulier du moteur de compétition où les reprises rapides et le surplus de puissance donnèrent à l'injection une voie d'épanouissement, le prix et la fiabilité étaient prohibitifs.

L'injection d'essence entra donc dans le domaine public par le haut de gamme, les voitures à hautes performances telles que Mercedes avec les systèmes Bosch en Europe et Corvette avec Rochester aux États-Unis. En parallèle, des systèmes « exotiques » furent brevetés qui parfois donnèrent lieu à de petites productions, comme Puche en Allemagne dans les années 1950, avec le premier système d'injection de pré mélange. Pendant les années 1960, les systèmes d'injection indirecte mécanique commencèrent à s'implanter sur les voitures de série : Kugelfischer équipa les Peugeot 404IE puis 504 ainsi que la Lancia Flavia, les BMW 5201 et les Ford Capri 2600 Sport, tandis que Lucas développait l'injection des Triumph 2000 et Maserati 3500GT.

III. GENERALITES :

III. 1. Le moteur thermique à combustion interne

On retrouvera, dans tous les moteurs thermiques à combustion interne, qu'ils soient à essence ou à gas-oil les mêmes opérations nécessaires au fonctionnement du moteur et les mêmes définitions de certains termes.

III. 2. Principe de fonctionnement

Le carburant pulvérisé très finement et mélangé à l'air forme un mélange combustible qui est introduit dans le cylindre.

Cette introduction correspond à l'opération d'admission.

A ce stade de l'introduction dans le cylindre, le mélange gazeux est à faible pression. Si on l'enflammait à ce moment, il ne pourrait fournir qu'un travail insuffisant, il faut au préalable le comprimer : c'est l'opération de compression. Puis, le mélange enflammé se détend en fournissant l'effort moteur transformé en mouvement de rotation sur l'arbre moteur grâce au mécanisme bielle-manivelle.

Enfin, il faut que les gaz brûlés soient évacués avant qu'un nouveau mélange frais soit admis dans le cylindre : c'est l'opération d'échappement.

Puis, ces opérations se répètent dans le même ordre pour constituer le cycle moteur.

III. 3. Comparaison entre le moteur Diesel et le moteur à explosion

Le moteur diesel se différencie du moteur à explosion par plusieurs points.

Dans le moteur à explosion, le mélange air-essence est formé dans le carburateur à l'extérieur du cylindre. Par contre, dans le moteur Diesel, il se fait dans le cylindre, l'air étant aspiré et le combustible injecté ensuite, à l'aide d'un « injecteur » alimenté par une « pompe d'injection » qui lui communique une pression supérieure à celle régnant dans le cylindre en fin de compression pour permettre son introduction.

Dans le moteur à explosion on essaie d'augmenter le taux de compression mais on est limité par le phénomène « d'auto-allumage ». Dans le moteur Diesel, seul l'air est aspiré et on peut le comprimer sans inconvénient pour atteindre des pressions et des températures très élevées.

Le taux de compression est plus élevé dans le moteur diesel que dans le moteur à explosion, ce qui permet d'obtenir un rendement de l'ordre de 35 % alors que le rendement d'un moteur à explosion ne dépasse pas 25 %.

C'est au contact de cet air comprimé que le combustible alors injecté s'enflamme. Comparativement au moteur à explosion, le moteur Diesel ne possède ni carburateur, ni système d'allumage, mais chaque cylindre a un système d'alimentation propre qui comprend : un injecteur et un élément de la pompe d'injection.

III. 4. Avantages et inconvénients du moteur diesel

Le moteur diesel fournit de l'énergie mécanique meilleure que le moteur à essence pour les raisons suivantes :

- Le rendement est élevé.
- Le combustible employé pour les moteurs Diesel est relativement bon marché.

- Les gaz d'échappement sont moins toxiques
- Les dangers d'incendie sont réduits. 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. Par contre, l'essence produit des vapeurs inflammables à une température bien inférieure.

Cependant le moteur Diesel présente les inconvénients suivants :

- Les organes du moteur sont soumis à des pressions et des températures élevées donc à des efforts considérables, si bien que la construction de ces moteurs pose des problèmes mécaniques plus complexes que ceux des moteurs à explosion. Les hautes températures sont indispensables pour enflammer spontanément le carburant injecté, ce qui nécessite des matériaux ayant une bonne tenue aux températures élevées.
- Les pressions en cours de combustion normale sont élevées et augmentent s'il se produit des « ratés d'inflammation ». En effet, au combustible non brûlé à la sortie de l'injecteur, s'ajoute le combustible injecté au cycle suivant, l'inflammation s'accompagne alors d'une élévation de pression considérable.

En conséquence :

- les pièces doivent être largement calculées.
 - la construction est donc lourde.
 - l'étanchéité entre piston et cylindre est difficile à réaliser, d'où obligation de disposer sur les pistons d'un nombre suffisant de segments.
 - une température constante assez élevée est indispensable pour obtenir une bonne combustion. Il faut donc prévoir un refroidissement correct du moteur.
 - l'entretien d'organes de précision tels que les injecteurs ou la pompe d'injection nécessite l'intervention de spécialistes qualifiés.
-
- le graissage est délicat en raison des pressions élevées transmises par le piston à tous les organes mobiles du moteur.

CHAPITRE III

La combustion et les équations de base de la combustion

1. Définition

La combustion peut être définie comme la réaction chimique qui a lieu lors de la combinaison entre l'oxygène et une matière combustible. Cette réaction est globalement exothermique, c'est-à-dire qu'elle se produit avec un dégagement de chaleur. Dans le cas du bâtiment, cette chaleur est essentiellement utilisée pour maintenir une température de confort.

1.1 . Comburant

Le comburant est l'air atmosphérique dont la composition est la suivante :

Oxygène : O ₂	Dioxyde de carbone : CO ₂
Azote : N ₂	Gaz rares : Néon, Krypton...

En combustion, pour déterminer les quantités d'air théoriques, on utilise les pourcentages suivants :

	% en Masse	% en Volume
O ₂	24	21
N ₂	76	79

1.2 . Combustibles

Les combustibles sont multiples (gaz, pétrole, bois, charbon, ...) mais ils ont un point commun : celui de contenir principalement des hydrocarbures, c'est-à-dire des combinaisons multiples de carbones et d'hydrogènes.

On distingue les combustibles suivants accompagnés de leurs compositions générales :

	SOLIDE	LIQUIDE	GAZ Hydrocarbures
Combustibles courants	Charbons, Anthracites, Bois	FOD Fiouls Lourds n°1 et 2	Gaz naturels, Butane et Propane commerciaux, Air propané

II.1. Le phénomène chimique

La découverte du feu dans la préhistoire a créé une véritable révolution. L'énergie libérée par la combustion fournit de la chaleur permettant la cuisson des aliments, l'extraction et le travail des métaux – étapes importantes du développement humain – et mène aussi à l'émission de lumière, au début au moyen de torches, puis de bougies. Aujourd'hui la combustion a de nombreuses applications jusqu'au moteurs des lanceurs de satellites qui fonctionnent tous à l'énergie chimique. A ce propos, la propulsion par combustion est actuellement la seule disponible dans la phase de lancement et les motoristes cherchent à la rendre la plus efficace et la moins polluante possible. Notons que les moteurs cryotechniques (c'est-à-dire comprenant une étape de stockage en réservoir à très basse température) de la fusée Ariane fonctionnent avec de l'oxygène et de l'hydrogène dont le produit de combustion n'est pas polluant puisque c'est de l'eau.

La combustion résulte de réactions chimiques globalement exothermiques, c'est-à-dire qu'elles dégagent de la chaleur. Un exemple classique est la combustion du mélange H_2-O_2 qui produit de l'eau H_2O avec un fort dégagement de chaleur. Cette réaction est en fait une chaîne de réactions qui fait intervenir des espèces chimiques intermédiaires fugitives comme le radical[1]. $OH\cdot$ et les atomes isolés H et O . Chacune des réactions de la chaîne ne dégage pas nécessairement de la chaleur, mais l'ensemble de la chaîne est exothermique.

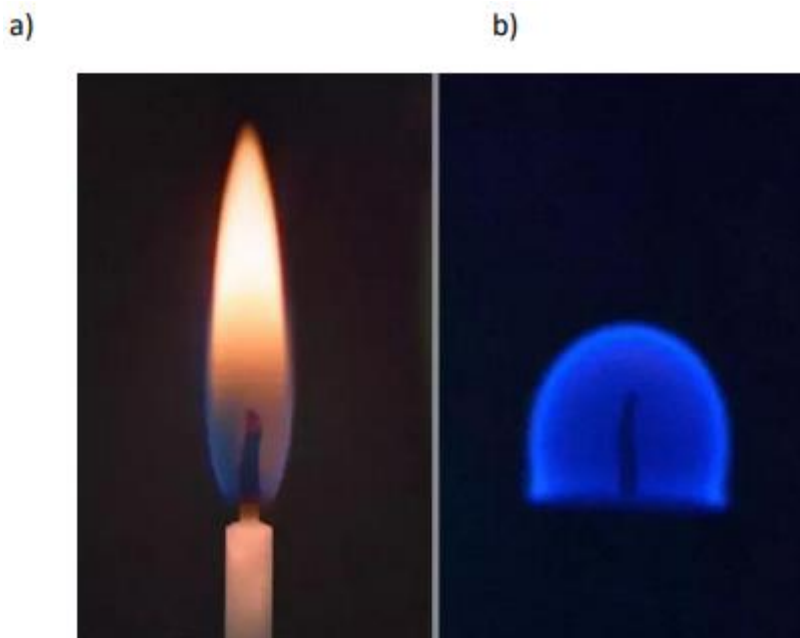


Figure 1. Comparaison d'une flamme a) sous pesanteur terrestre et b) en apesanteur dans l'ISS.

On pourra symboliser une réaction chimique simplement par $A \rightarrow B$ signifiant que les réactants A donnent les produits de réaction B. Ou alors par $F+O \rightarrow P$ où F est le fuel ou combustible, O est l'oxydant ou comburant, et P résume les produits de combustion. Mais une description plus détaillée est souvent nécessaire si l'on veut effectuer des calculs de cinétique chimique, c'est-à-dire déterminer les vitesses de réaction.

La vitesse d'une réaction est égale à une vitesse spécifique k multipliée par les produits des concentrations des réactants élevées à la puissance de leur coefficient stœchiométrique. La vitesse spécifique de la réaction est une fonction de la température qui se met généralement sous la forme $k=B \exp(-E_a/RT)$, où T est la température absolue, B et s sont des constantes, R est la constante universelle des gaz parfaits ($R=8,314 \text{ J mole}^{-1} \text{ K}^{-1}$) et E_a l'énergie d'activation de la réaction.

Ces vitesses dépendent fortement de la température car il faut apporter aux molécules une énergie suffisante, dite énergie d'activation, pour qu'elles puissent ensuite se recombiner en produisant de la chaleur. Ainsi un mélange d'hydrogène et d'oxygène ne réagit pas à température ordinaire, car les chocs moléculaires sont en général trop faibles pour briser les molécules H_2 et O_2 , ce qui est nécessaire pour initier la réaction. A partir d'une certaine température, la réaction devient suffisamment active pour chauffer le milieu, et elle s'emballe très rapidement suite à la dépendance exponentielle de la vitesse de réaction avec la température.

La combustion de l'hydrogène se produit dans un milieu entièrement gazeux : c'est ce qu'on appelle une combustion en phase homogène. La flamme d'une cuisinière à gaz ou d'un bec Bunsen est également une combustion en phase homogène. La combustion d'un solide au contact de l'air est au contraire une combustion en phase hétérogène. Les incendies relèvent en général de ce cas. Notons que la notion d'homogénéité est toute relative car elle dépend de l'échelle d'observation. Ainsi des poudres compressées sont homogènes à une échelle nettement supérieure à la taille des grains dont elles sont constituées. En revanche elles apparaissent hétérogènes si on les observe à l'échelle des grains de ces poudres.

La combustion est un phénomène complexe. Prenons l'exemple de la flamme de bougie (figure 1a). Celle-ci associe la fusion de la cire ou de la paraffine, le transport du liquide résultant de cette fusion dans la mèche poreuse, son évaporation suivie de sa combustion avec l'oxygène de l'air ambiant. La vapeur combustible diffuse à l'intérieur de la flamme dans les produits de combustion. L'oxygène diffuse à l'extérieur dans le mélange de produits de combustion et d'air. Le résultat est ce que l'on appelle flamme non pré mélangée (ou flamme de diffusion). Les gaz chauds ont tendance à s'élever sous l'effet de la

pesanteur (la force d'Archimède) du fait de leur densité plus faible, c'est ce que l'on appelle la convection naturelle.

Il arrive que cette flamme oscille, cela provient du développement d'une instabilité de la surface de contact entre les gaz brûlés en mouvement et l'air extérieur. Cette instabilité, dite de Kelvin-Helmholtz, qui a lieu également dans le cas de la flamme de pré mélange obtenue avec un bec Bunsen, disparaît complètement en apesanteur. Notons à ce propos que les expériences en micropesanteur sont très instructives en physique car elles font disparaître la poussée d'Archimède, ce qui change parfois l'aspect du phénomène (voir aussi la figure 4). D'autre part, la présence d'oxydes de carbone CO, de vapeur d'eau H₂O et de suies rend la flamme lumineuse.

Cette luminosité change quelque peu en apesanteur car la convection naturelle – qui tend à allonger la flamme – disparaît et la flamme prend une forme presque hémisphérique. D'autre part sa couleur vire au bleuâtre comme le montre la figure 1b : il s'agit en fait de l'authentique flamme de diffusion⁵. La diffusion alimente la flamme en oxygène, mais les produits de la combustion tels le CO₂ ne sont plus entraînés par convection, ils restent au voisinage de la flamme et tendent à bloquer l'accès de l'oxygène, de sorte que la vitesse de combustion est ralentie et la flamme est moins chaude, ce qui explique sa couleur et qu'elle soit moins lumineuse. D'ailleurs elle ne survit pas très longtemps dans ces conditions, faute de gazéification du combustible.

II.2. Combustion non pré mélangée laminaire

II.2.1. La flamme de bougie

La flamme de bougie fait donc partie d'un processus complexe comprenant une flamme de diffusion. La figure 2 montre dans le détail ce qui se passe.

Ce que l'on appelle flamme ici est la surface de contact entre le combustible gazeux et l'oxygène de l'air : l'intérieur de la flamme, qui est creuse, est constitué de combustible quasi-pur tandis que l'extérieur est riche en oxygène. C'est le processus de diffusion⁶ qui amène ces deux composants au contact dans la zone de réaction, qui possède donc une certaine épaisseur. Celle-ci dépend de la diffusivité des gaz, mais aussi de la sensibilité de la réaction à la température (caractérisée par l'énergie d'activation E_a de la réaction chimique). Des transferts diffusifs efficaces et une énergie d'activation élevée tendent à amincir les flammes. Dans le cas de la bougie, l'épaisseur est de l'ordre du millimètre.

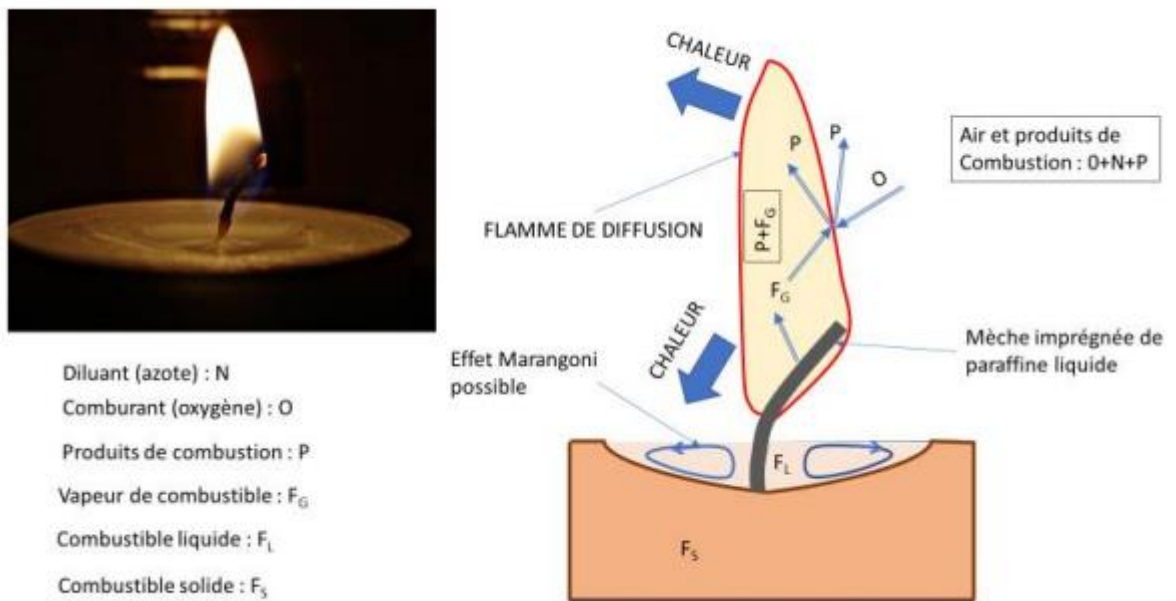


Figure 2. La flamme de bougie, processus complexe comprenant une flamme de diffusion. Le schéma montre en particulier la diffusion des espèces de part et d'autre de la surface de flamme et la chaleur qui sert à la fusion de la paraffine, ainsi que l'agitation du liquide rendue possible par l'effet Marangoni. [2]

La flamme de diffusion se développe donc à la séparation entre une zone riche en oxydant et une autre riche en réducteur, où les concentrations sont dans un rapport optimum pour la réaction (le rapport stœchiométrique pour une combustion mono réactive). La dénomination provient du fait que la persistance de ce type de flamme est conditionnée par la diffusion des réactants à travers le mélange des gaz brûlés de part et d'autre de la surface. Mais l'on préfère parfois la dénomination de flamme non pré mélangée au lieu de celle de « flamme de diffusion », car le phénomène de diffusion n'est pas propre à ces flammes et est aussi présent dans les flammes de pré mélange même s'il est localisé autrement comme c'est expliqué plus loin en section 4.

L'intérieur de la flamme est chauffé essentiellement par rayonnement à partir de la zone de réaction en surface. Ce chauffage à l'abri de l'oxygène provoque la décomposition de vapeurs organiques sous forme de suies constituées principalement de carbone. Ce sont ces suies chauffées à blanc (autour de 1500°C) qui donnent la couleur de la flamme, et permettent donc à la bougie de nous éclairer.

II.2.2. Le problème de Burke-Schumann

Seule la résolution des équations qui régissent la dynamique des fluides réactifs permet de prédire théoriquement la structure des flammes. La résolution est

généralement numérique, mais il existe des cas simplifiés où le calcul analytique donne des résultats.

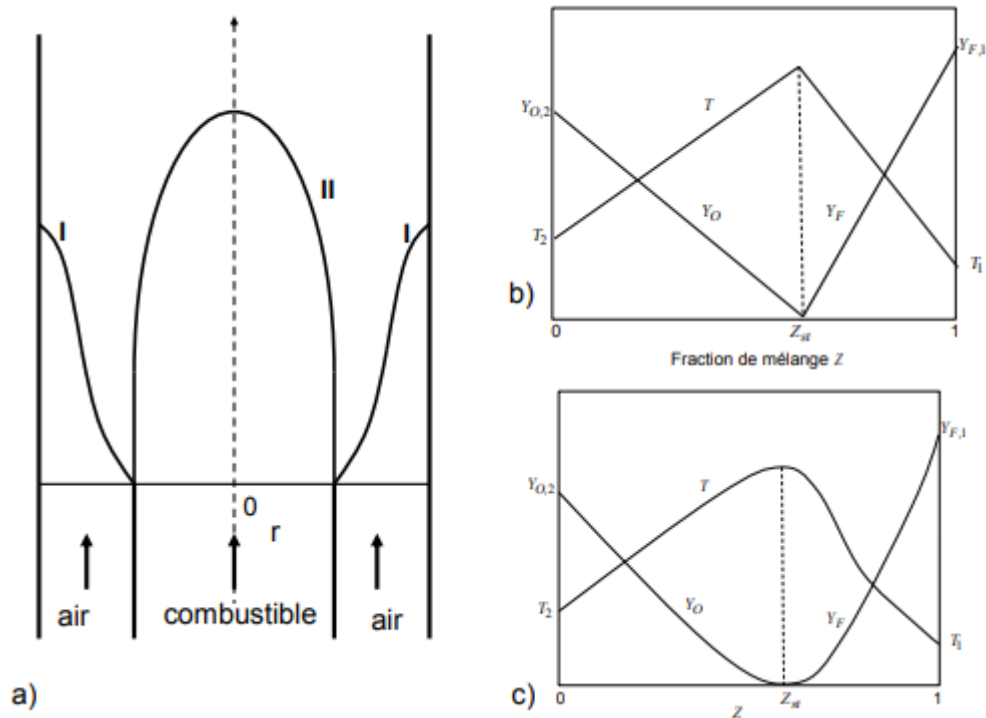


Figure 3. a) Formes de la flamme de diffusion du type Burke-Schumann pour des cylindres coaxiaux. Deux exemples sont donnés sur la même figure : I) sous-ventilée II) sur-ventilée ; b) Solution en Z correspondant à la théorie dans l'hypothèse où la flamme est supposée mince ; c) Allure d'une solution en Z réelle.

C'est ce qui se produit avec l'exemple qui suit où le système, plus simple que la bougie, consiste à injecter directement le combustible et le comburant séparément. Des hypothèses simplificatrices, comme celle de la flamme mince en écoulement laminaire et stationnaire, permettent de déterminer la position de la flamme et le champ de température et des concentrations. Le problème peut être traité avec deux cylindres concentriques de sections circulaires : on injecte le combustible F par le cylindre intérieur et le comburant O entre les deux cylindres. C'est alors le problème de Burke-Schumann.

Ce problème de flamme laminaire, entièrement gouverné par la diffusion des espèces, se résout analytiquement. La flamme supposée mince se positionne à l'endroit où la concentration est stœchiométrique. On néglige en particulier la diffusion des espèces dans la direction axiale devant la diffusion radiale et on fait certaines hypothèses simplificatrices dites de Shvab-Zeldovich suivantes :

- écoulement stationnaire
- pas de thermo-diffusion $DT = 0$
- forces extérieures à distance négligeables

- viscosité négligeable
- pression statique constante en première approximation
- loi de Fourier pour la conduction thermique
- loi de Fick pour la diffusion, et un seul coefficient de diffusion pour toutes les espèces
- le nombre de Lewis est proche de l'unité
- une seule réaction
- mélange de N gaz parfaits. La solution s'exprime en série de fonctions de Bessel en se limitant aux deux premiers termes, ce qui explique les formes de flamme peu réalistes de la figure 3a, mais permet de bien différencier les cas I où le débit d'oxygène

Injeté est faible devant celui du fioul, la flamme est alors ouverte (en forme de tulipe) et le cas II où le débit d'oxygène est suffisant pour que la flamme se referme dans le cylindre intérieur.

On repère la position de la flamme mince dans le diagramme de la figure 3b donnant les fractions massiques des réactants et la température locales en fonction de la fraction de mélange Z : les profils de température et de concentration sont en segments rectilignes avec un angle au niveau de la fraction de mélange stœchiométrique $Z=Z_{st}$. La fraction de mélange Z est : $Z=(r_{st}Y_F - Y_{O,2})/(r_{st}Y_F,1+Y_{O,2})$, où $r_{st} = v'O \mathcal{M}O / v'F \mathcal{M}F$ est le rapport stœchiométrique pour la réaction chimique : $v'F F + v'O O \rightarrow P$, avec les coefficients stœchiométriques $v'F$ et $v'O$ du premier membre et les masses molaires respectives $\mathcal{M}F$, $\mathcal{M}O$ des réactants, les indices 1 et 2 correspondant aux conduits d'alimentation en F et en O respectivement. La figure 3c donne les résultats obtenus numériquement pour une flamme épaisse : les profils angulaires sont alors émoussés.

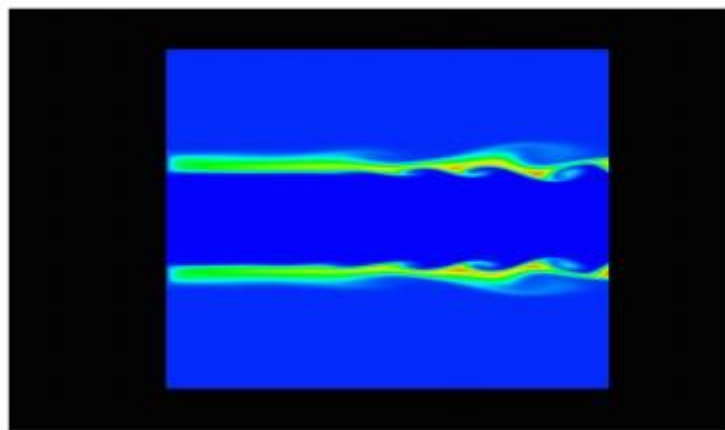


Figure 4. Double instabilité de Kelvin-Helmholtz en aval d'un injecteur O₂-H₂ allumé.

Le calcul numérique – comme le montre la figure 4 tirée d'une vidéo aimablement fournie par les auteurs cités – permet de déterminer des profils de

flammes de diffusion laminaires plus complexes apparaissant lorsque la vitesse du jet central diffère de celle du jet extérieur.

III. Combustion non pré mélangée turbulente

La turbulence accélère la diffusion des espèces chimiques et de la chaleur, comme le démontre René Moreau dans l'encyclopédie de l'Environnement, et elle favorise donc la chimie de la combustion. Si la chaleur diffuse mieux, la température sera plus élevée dans la zone réactive et la réaction chimique sera d'autant plus rapide. Mais elle a comme autre effet celui de déformer la surface des flammes par plissement et étirement. Les nombreux mouvements tourbillonnaires présents, jusqu'à l'échelle des plus petits tourbillons, augmentent l'aire de contact entre comburant et combustible. Cela contribue efficacement à accroître la vitesse de combustion globale.

La figure 5 montre la variété d'échelles de longueur correspondant à des tailles de tourbillons susceptibles d'interagir avec la flamme de diffusion lors de l'injection de combustible dans une atmosphère de comburant.

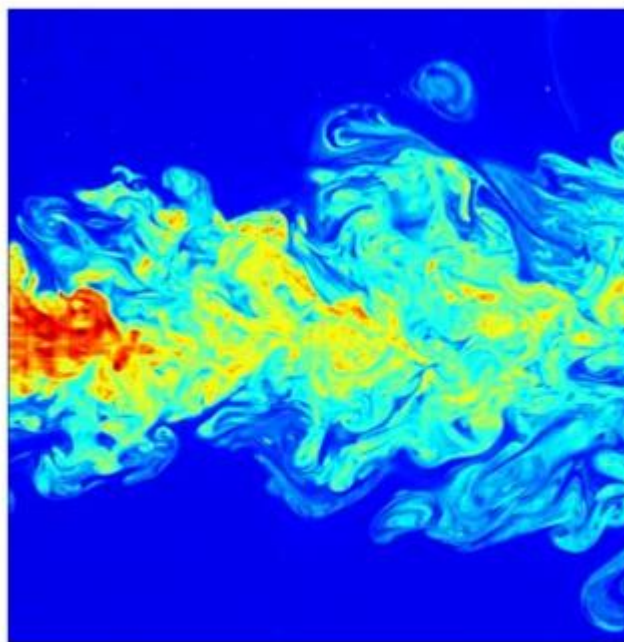


Figure 5. Visualisation d'un jet turbulent réalisée par fluorescence induite par laser. Le jet présente une large gamme d'échelles de longueur représentées par des couleurs différentes, caractéristique importante des écoulements turbulents.

Pour caractériser le régime de combustion turbulente on se doit de comparer la taille des tourbillons à l'épaisseur de la flamme. La classification des régimes turbulents (voir la figure 6, schématisant le diagramme de Petersii) est difficile

en combustion non pré mélangée du fait qu'il n'y a pas de définition simple de l'épaisseur de flamme.

Les échelles turbulentes sont évaluées partiellement dans l'espace de la fraction de mélange Z. Nous avons :

- Une épaisseur de flamme $\ell_D = (D_{st}/a)^{1/2}$. Le coefficient de diffusion à l'emplacement de la flamme, lorsque $Z = Z_{st}$ avec taux d'étirement a.
- L'épaisseur de diffusion correspondante dans l'espace des fractions de mélange : $\Delta Z_f = \ell_D |\nabla Z|_{st}$. L'épaisseur de diffusion peut être réécrite en fonction du taux d'étirement a et d'une valeur instantanée du « taux de dissipation scalaire » local $\chi_{st} = 2D_{st}|\nabla Z|_{st}^2$. Ainsi, nous avons $\Delta Z_f = (\chi_{st}/2a)^{1/2}$
- Une épaisseur de réaction $\Delta Z_R = \varepsilon \Delta Z_f$, égale à l'épaisseur de la couche d'oxydation, qui est proportionnelle à $\chi_{st}^{1/4}$.

La figure 6, où Z' est la fluctuation moyenne de fraction de mélange, donne un exemple de combustion non pré mélangée méthane-air avec les quatre réactions

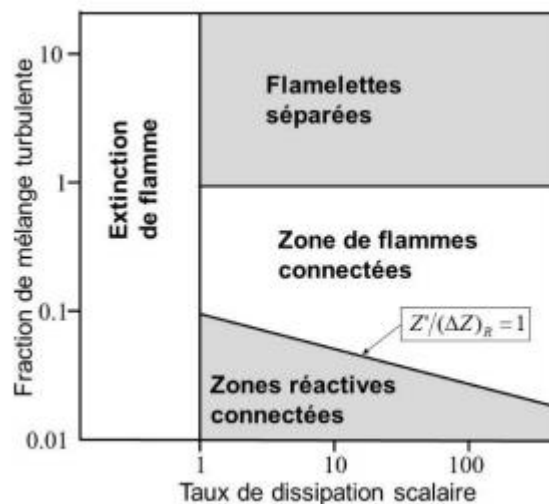
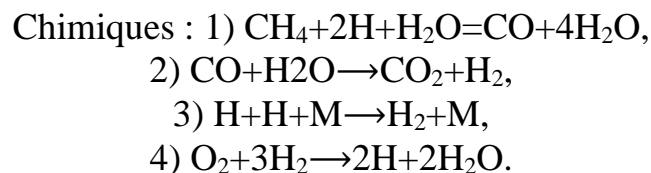


Figure 6. Représentation simplifiée du diagramme de Peters (réf. Ii) dans le plan « taux de dissipation $\chi q / \chi_{st}$ – fraction de mélange turbulente $Z'_{st} / (\Delta Z)_F$ » pour les régimes de combustion non pré mélangée méthane-air.

Dans le diagramme on voit quatre zones dont l'une fait apparaitre des flamelettes.

Le concept de flamelette, découvert par Williamsiii, est actuellement utilisé dans tous les types de combustion turbulente (mentionnons également Peters,

Kuznetsov et Bray pour les extensions de ce concept). Les flamelettes sont de minces couches réactives-diffusives incorporées dans un champ d'écoulement turbulent non réactif. Poinot et Veynanteiv donnent une définition moins restrictive du régime de flamelettes qui correspond à un front de flamme continu sans désactivation et où aucune référence n'est faite aux flammes minces.

Précisons que la désactivation de la flamme (en anglais « flame quenching ») se produit lorsqu'un front de flamme est soumis à des perturbations externes, telles que des pertes de chaleur ou un étirement aérodynamique, suffisamment fortes pour réduire le taux de réaction à une valeur négligeable et, dans certains cas, pour supprimer complètement la vitesse de réaction.

On constate qu'il n'y pas de flamme dans la partie gauche du diagramme de Peters où le taux de dissipation scalaire est inférieur à la valeur stœchiométrique, c'est-à-dire à 1. Dans la partie droite, au-dessus de 1 la flamme est allumée ; elle se déforme de plus en plus lorsque la turbulence augmente, d'abord par plissement et étirement, puis la zone réactive se morcelle et la flamme entière finit par se déchirer en flamelettes séparées aux fractions de mélange turbulente $Z'st/(\Delta Z) F$ supérieures à l'unité.

Les flammes issues d'injecteurs dans les moteursv ont été les plus étudiées, tant expérimentalement que numériquement. On déduit du diagramme de la figure 6 des renseignements sur la morphologie des flammes. Cela est important pour choisir le bon modèle de combustion turbulente qui permettra de traiter numériquement les écoulements. On est souvent amené à considérer plusieurs régions et de traiter chacune d'elle avec une méthode différente.

Les modèles de résolution numérique de la combustion diffèrent selon que la combustion relève ou non d'un pré mélange.

IV. Combustion pré mélangée

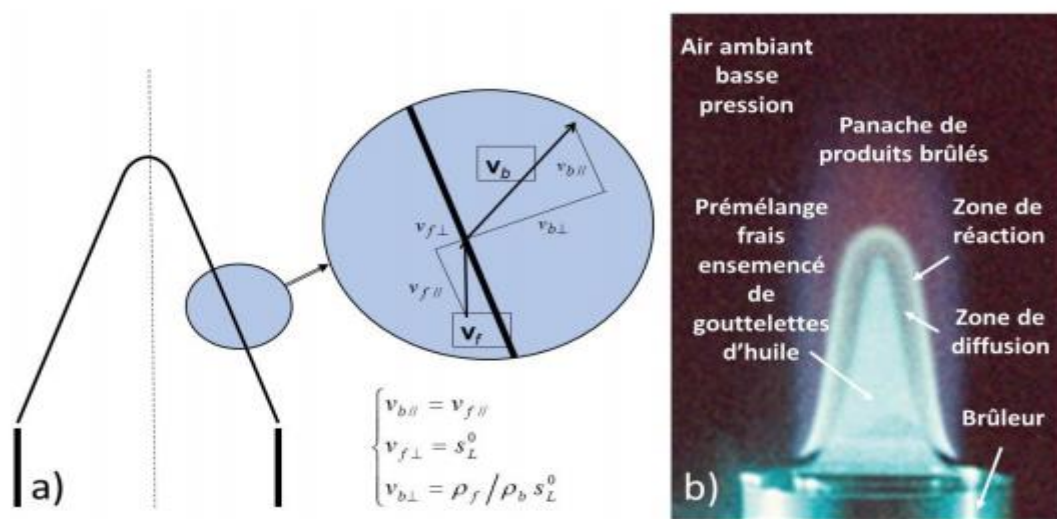


Figure 7. a) Application de la théorie de Rankine-Hugoniot à la flamme oblique issue d'un bec Bunsen : composition des vitesses de part et d'autre du front de

flamme. Les gaz brûlés et frais sont désignés respectivement par les indices b et f. b) Photographie sous plan laser d'une flamme de bec Bunsen sous basse pression – ce qui épaissit sa structure interne – visible grâce à l'ensemencement par de fines gouttelettes d'huile.

Comme nous l'avons vu la combustion est fortement contrainte par la nécessité de mélanger combustible et comburant. Un pré mélange augmente considérablement l'efficacité. On passe d'un cas à l'autre dans un simple bec Bunsen en positionnant la virole, soit pour permettre l'entrée de l'air en amont et donc le pré mélange, soit en l'obturant ce qui conduit à la flamme de diffusion. Dans une cuisinière à gaz, le pré mélange est obtenu grâce à la conception du brûleur qui permet l'injection d'air. Si on l'allume sans le dessus du brûleur, on obtient une grande flamme moins efficace thermiquement et source de suies à cause de la combustion incomplète.

Nous avons vu qu'une flamme de diffusion se positionne au contact entre une zone comburante et une zone combustible. Elle est en quelque sorte un lieu géométrique de points à concentration stœchiométrique.

Dans un pré mélange homogène au contraire, la position de la flamme n'est pas déterminée a priori. Le phénomène qui se développe est une onde résultant d'interactions mettant en jeu convection, diffusion de la chaleur et des espèces et réaction chimique avec son énergie d'activation E_a et son énergie libérée Δh . Dans un gaz non réactif les seules ondes de discontinuité sont des ondes de compression appelées ondes de choc, qui ont la propriété d'avoir une vitesse supersonique par rapport à l'écoulement amont. Les ondes de détente, telles que les ondes centrées existent bien mais elles sont continues.

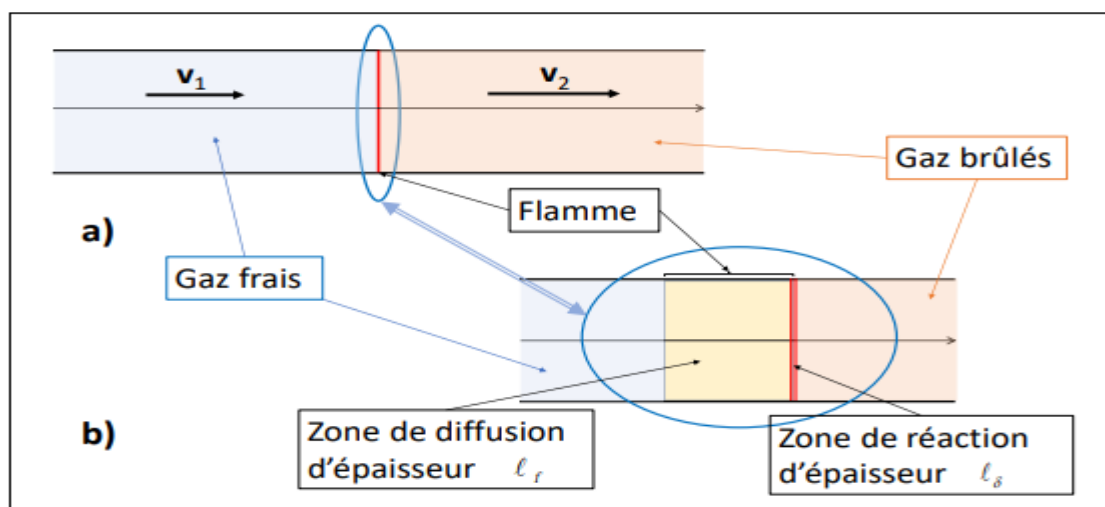


Figure 8. Deux échelles pour un même problème : a) Configuration de Rankine-Hugoniot : représentation du mouvement stationnaire à l'échelle du laboratoire

dans un système lié à l'onde ; tuyauterie droite adiabatique remplie initialement d'un mélange de comburant et de combustible, V_1 est la vitesse de combustion laminaire adiabatique généralement notée S_1 0 b) Structure de flamme mince de pré mélange laminaire dans la conduite rectiligne à petite échelle : la flamme proprement dite d'épaisseur ℓ_f présente une zone de diffusion-convection et une zone de réaction-diffusion d'épaisseur $\ell\delta$. Ici l'énergie d'activation de la réaction est très grande et l'on vérifie $\ell\delta \ll \ell_f$.

En revanche, dans un mélange gazeux réactif peuvent se développer pour les mêmes concentrations, deux types d'onde de discontinuité. L'onde de compression existe comme dans le cas non réactif : c'est une onde de choc boostée par l'énergie de la réaction chimique, donc plus intense et tout à fait supersonique (2000 à 3000 m/s), que l'on nomme détonation. Mais les lois de la thermodynamique rendent possible l'existence d'une onde de détente discontinue appelée aussi onde de déflagration – ou flamme de pré mélange – qui est nettement subsonique (de l'ordre du m/s). La forme de la flamme produite en sortie d'un bec Bunsen résulte d'un équilibre entre la vitesse de sortie du gaz et la vitesse de propagation de la flamme vers l'intérieur

(Voir Figure 7). Cette propagation d'une flamme de pré mélange est théoriquement abordée dans le cas simplifié d'un tube rectiligne.

IV.1. Propagation d'une flamme pré mélangée

La théorie simplifiée de Rankine-Hugoniot rend bien compte des différentes ondes de combustion planes laminaires susceptibles de se présenter dans une tuyauterie droite adiabatique (c'est-à-dire n'échangeant pas de chaleur avec l'extérieur) remplie initialement d'un mélange de comburant et de combustible. L'allumage à l'une des extrémités du tube au moyen d'une étincelle permet d'abord la progression dans les gaz frais d'une onde lente à vitesse subsonique de l'ordre du m/sec – dite de déflagration – qui n'est rien d'autre qu'une flamme plane de pré mélange. L'ordre de grandeur de la vitesse de propagation de cette flamme est le m/s. Puis au cours du temps, cette onde s'accélère et devient une onde de détonation très rapide progressant à vitesse supersonique, de l'ordre de plusieurs km/sec.

Nous avons considéré pour ce système unidimensionnel une origine liée à l'onde comme indiqué sur la figure 8a avec une zone amont ($x < 0$) contenant les gaz frais de vitesse constante, séparée par une surface de discontinuité fixe en $x = 0$, de la zone aval contenant les gaz brûlés de vitesse constante. Les équations à la discontinuité ont été écrites, successivement pour la masse, la quantité de mouvement et l'énergie, ainsi que les équations d'état du mélange gazeux. Après simplification ont été obtenues les relations de Rankine-Hugoniot : $(p-1) / (\vartheta-1) = -\gamma M_1^2$ (droite de débit) et $p = [(1-\gamma) \vartheta + 1 + \gamma + 2\gamma \tau] / [(1+\gamma) \vartheta + 1 - \gamma]$ (adiabatique d'Hugoniot).

Dans cette théorie simplifiée, les points solutions ont ainsi pu être obtenus graphiquement par l'intersection d'une courbe et d'une droite dans le plan volume-pression dans les deux cas : la déflagration pour M11, le point de fonctionnement se trouvant à l'intersection de la droite de débit et de l'adiabatique d'Hugoniot qui est de forme hyperbolique.

L'onde de déflagration de vitesse $v_1 = S_1^0$ correspond à un point de la branche F1F où la variation de pression est faible et où l'augmentation du volume massique indique une forte dilatation. Mais trouver la position exacte de ce point n'est pas immédiat. Nous expliquons sa détermination à la section 4.2. Le point de détonation sur la branche T1T2 est plus facile à déterminer.

L'onde de détonation se produit au point de Chapman-Jouguet seul point stable de l'adiabatique d'Hugoniot. L'évolution de la production d'entropie réduite $(s_2 - s_1) / cv$ à la traversée de l'onde en fonction de la masse volumique réduite ρ_1 / ρ_2 présente en effet un minimum en ce seul point où les paramètres sont facilement calculables analytiquement. Remarquons seulement que sa vitesse est déterminée par les conditions au point T où la droite de débit est tangente à la courbe d'Hugoniot. Les coordonnées du point T sont aisément déductibles par un simple calcul analytique.

IV.2. La vitesse de combustion de la flamme plane adiabatique de pré mélange

On sait assez bien déterminer les paramètres d'une onde de déflagration par des calculs analytiques dans le cas mono réactifs et plus aisément par le calcul numérique. D'autre part les expériences menées avec le bec Bunsen conduisent à de bons résultats puisque le long des arêtes du cône (voir la figure 7a) la vitesse normale est assimilable à la vitesse de combustion de la flamme plane en négligeant les effets de courbure. La photo 7b réalisée sous une pression de 1000 Pa met en évidence les mêmes trois zones que la flamme plane observée à petite échelle de la figure 8b.

Mais il est possible d'évaluer comme l'a fait Williams la vitesse de combustion S_1^0 par des raisonnements – et des calculs élémentaires – portant sur les quantités fondamentales qui régissent la physique de l'onde de déflagration. Rappelons pour cela la liste des grandeurs de base qui interviennent dans le processus. Il y a successivement : l'épaisseur de la flamme assimilable à celle de la zone de diffusion ℓ_f de la figure 8b, la vitesse du mélange frais $v_1 = u_1 = S_1^0$, la chaleur de réaction Δh (énergie libérée par unité de masse du mélange de réactifs), le taux de réaction \dot{W} (masse du mélange de réactifs convertie en produit de réaction par unité de volume par seconde).

On peut évaluer le gradient thermique dans la zone de diffusion par la relation $Dt/dx \sim (T_2 - T_1) / \ell_f$, en considérant que la température des gaz frais T_1 est

uniforme, et que la température des gaz brûlés T_2 est également uniforme puisque les parois du tube ne laissent pas passer la chaleur.

La conservation de l'énergie donne par ailleurs $\Delta h = c_p (T_2 - T_1)$. Pour que le processus soit stationnaire, il faut que l'énergie libérée par unité de volume du mélange réactif soit égale à l'énergie conduite par unité d'aire, ce qui donne : $\Delta h \dot{W} \ell_f \approx \lambda (T_2 - T_1) / \ell_f$. Stationnarité implique aussi conservation du débit : $\rho_1 u_1 = \dot{W} \ell_f$.

On déduit plusieurs relations intéressantes. D'abord l'épaisseur de flamme s'évalue comme

$$\ell_f \approx (\lambda / c_p \dot{W})^{1/2} .$$

La vitesse de combustion s'écrit

$$u_1 \approx (1 / \rho_1) (\lambda \dot{W} / c_p)^{1/2}$$

Pour les pré mélanges avec l'air, les vitesses mesurées varient par exemple entre 0,845 m/sec avec le méthane et 1,845 m/sec avec l'éthylène (valeurs fournies dans l'Encyclopédie Universalisa). Avec des valeurs représentatives pour λ , c_p et ρ_0 , et avec $v_0 \approx 50$ cm/s, l'équation (4) donne $\ell_f \sim 10^{-2}$ cm. Comme le fait remarquer Williams, par conséquent, ℓ_f est grand comparé à un libre parcours moléculaire moyen (environ 10⁻⁵ cm), et les équations du continuum de la dynamique des fluides sont valables dans l'onde de déflagration ; mais ℓ_f est petit comparé aux dimensions typiques de l'équipement expérimental (Par exemple, le diamètre de l'embouchure du brûleur, et donc le rayon de courbure du cône de flamme, pour les expériences avec des brûleurs de type Bunsen), et les ondes de déflagration laminaires peuvent être approchées comme des discontinuités dans de nombreuses expériences.

Dixit F.A. Williams, en principe, ces résultats devraient fournir une estimation numérique de u_1 . Cependant, dans la pratique, les valeurs de \dot{W} sont tellement incertaines que l'équation (2) est plus utile pour estimer \dot{W} à partir des valeurs expérimentales de v_0 . Une manière utile de déduire un ordre et une énergie d'activation globale d'une réaction consiste à mesurer les dépendances en T et p de v_0 et à les corrélérer empiriquement avec l'équation suivante en ajustant n et E_1 .

En effet, si l'on admet pour le taux de réaction $\dot{W} \approx p^n e^{-E_a/RT}$, où n est l'ordre de la réaction chimique [3], c'est-à-dire le nombre de moles des réactants intervenant dans le premier membre – par exemple $n=2$ pour la réaction $A+B \rightarrow P$ ou $n=\nu$ pour $\nu A \rightarrow P$ – on trouve :

$$u_1 \approx p^{(n/2)-1} e^{-E_a/2RT}$$

Ces calculs simples permettent en particulier d'évaluer l'influence de la température des gaz brûlés $T_1 = T_b$ sur l'épaisseur ℓ_f de la flamme et sur la vitesse de combustion. La pression p – qui varie très peu à la traversée de la flamme – intervient également.

Mais seule l'étude de la structure de l'onde de déflagration plane schématisée sur la figure 6b où l'abscisse x a été dilatée artificiellement, permet la détermination précise de sa vitesse adiabatique Sl^0 . Le calcul analytique direct est possible dans des cas simples.

Pour faire ce calcul, on fait l'approximation de Shvab-Zel'dovich présentée en section 2.2, qui suppose en particulier un nombre de Lewis ($Le = \lambda / \rho D cp$) unité, ce qui signifie que la diffusion des espèces et celle de la chaleur – c'est-à-dire la conduction thermique – ont lieu à la même vitesse. Le détail des calculs^{vii} ne rentre pas dans le cadre de cet article où nous nous limitons à la présentation des principaux résultats.

Le calcul de cette évolution continue donne $Sl^0 = (M p / \rho R) (\rho DBT^s / \Lambda)^{1/2}$, avec Λ valeur propre qui assure la continuité de l'évolution au passage de la zone réactive, B et s constantes de cinétique chimique définies en section 1 et M masse molaire moyenne du mélange.

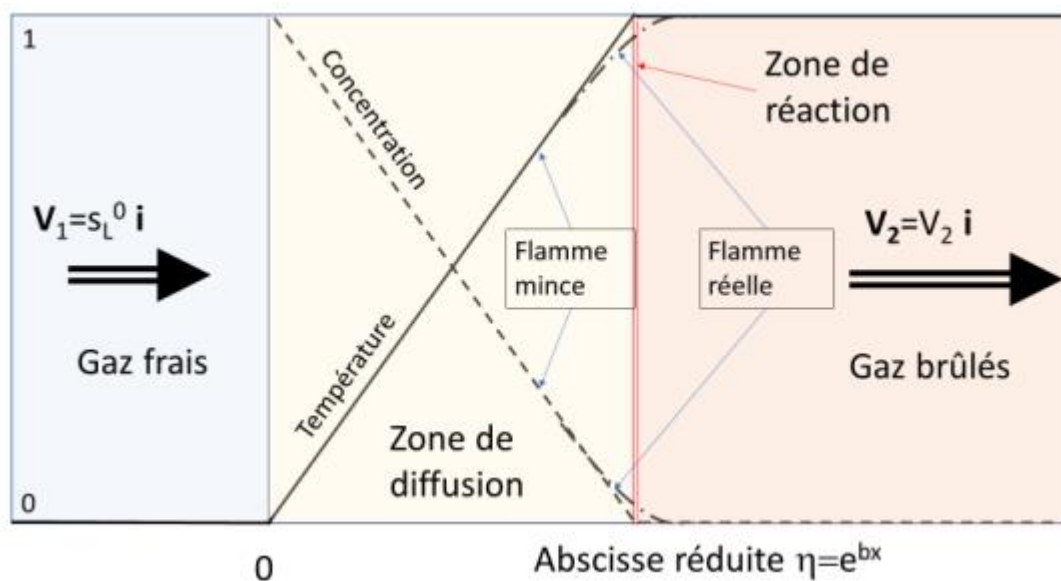


Figure 9. Evolution de la température et de la concentration réduites dans une onde de déflagration en fonction de la variable d'espace η , avec $b = v/D$ constant. En traits pleins et en pointillés, les résultats du calcul analytique. En traits mixte, le passage de la zone de réaction pour une flamme réelle.

La figure 9 donne l'évolution de la température et de la concentration réduites en fonction de la variable d'espace (ici l'abscisse réduite). La température réduite est $\beta T = (T - T_1) / (T_2 - T_1)$. Pour une seule réaction $A + B \rightarrow P$ la variable de concentration est $\beta = Y_A / M_A = Y_B / M_B$.

Les évolutions sont continues dans la zone de diffusion et au passage de la zone réactive où se présente une discontinuité de pente. Cette discontinuité de

pende donnant des points anguleux est remplacée par une évolution continue de pente dans le cas de flammes réelles (traits mixtes) où certaines hypothèses restrictives n'ont plus lieu d'être.

Les méthodes analytiques plus modernes conduisent à appliquer de la méthode des développements asymptotiques raccordés à trois échelles : celle de l'écoulement ℓ , celle de l'épaisseur de diffusion ℓ_f et celle de la réaction chimique ℓ_δ .

Le recours au calcul numérique est indispensable pour les systèmes multi réactifs et si les hypothèses simplificatrices ne sont plus valables.

IV.3. Notions de combustion turbulente pré mélangée

L'action de la turbulence sur les flammes de pré mélange a fait l'objet d'études et de modélisation comme ce fut le cas avec les flammes de diffusion. La représentation des régimes de combustion turbulente a lieu dans le plan intensité de la turbulence en fonction de l'échelle de la turbulence. Contrairement aux flammes non pré mélangées on compare directement les échelles spatiales de combustion à celles de la turbulence.

Notons que c'est pour les flammes de pré mélange que Damköhler a pu le premier présenter des expressions théoriques pour la vitesse de combustion turbulente St .

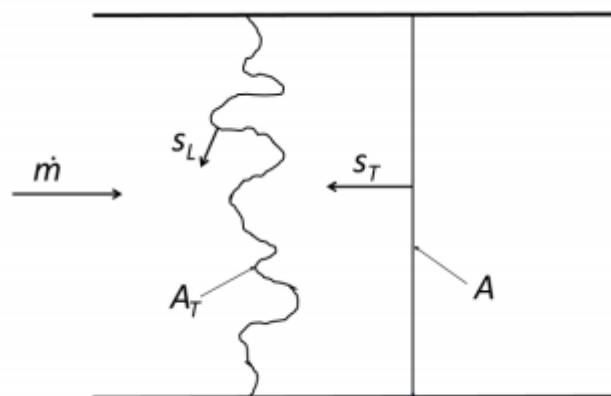


Figure 10. Effet de la turbulence sur une flamme plane mince de pré mélange : la relation de Damköhler $\dot{m} = \rho_f S_L A_T = \rho_f \bar{S}_T A$.

En partant de l'équivalence entre le flux de masse d'un écoulement laminaire à travers la surface de flamme d'aire A_T et le flux de masse de l'écoulement turbulent à travers la section droite A , il a déduit la relation suivante entre les vitesses de combustion laminaire et turbulente d'une flamme stationnaire dans un tube : $\dot{m} = \rho_f S_L A_T = \rho_f \bar{S}_T A$ où le sur lignage indique la moyenne (Figure 10).

V. Combustion de plaques

Un exemple classique de combustion hétérogène est fourni par la combustion de plaques, qui présente un grand intérêt pour les études de prévention d'incendie.

Cet intérêt a suscité de nombreuses expériences au sol et aussi en micropesanteur où l'une des questions principales est celle de l'émission de suies, très nuisibles dans un habitacle spatial.

La figure 11 donne des exemples de flammes obtenues avec des dispositifs de simulation expérimentale. Les flammes obtenues par combustion du PMMA par exemple, n'est pas facilement utilisable pour mettre en place les différentes techniques de mesure (à cause de la propagation de la flamme, du temps de changement d'une plaque, etc...). Pour cela, des brûleurs à gaz ont été mis au point pour avoir à disposition une flamme stationnaire allumable et éteignable rapidement. Le brûleur à gaz de la figure 11a est constitué d'un poreux en bronze, d'une épaisseur de 20 mm, en position verticale de taille 400 mm x 250 mm, fixé devant une chambre de tranquillisation, par lequel les gaz sortent de manière horizontale. Celui des figures 11b et c est constitué d'un carré poreux disposé au début de la plaque dans la partie amont, à travers laquelle le combustible gazeux est injecté verticalement à la vitesse V_H et le comburant circule parallèlement à la vitesse V_O .

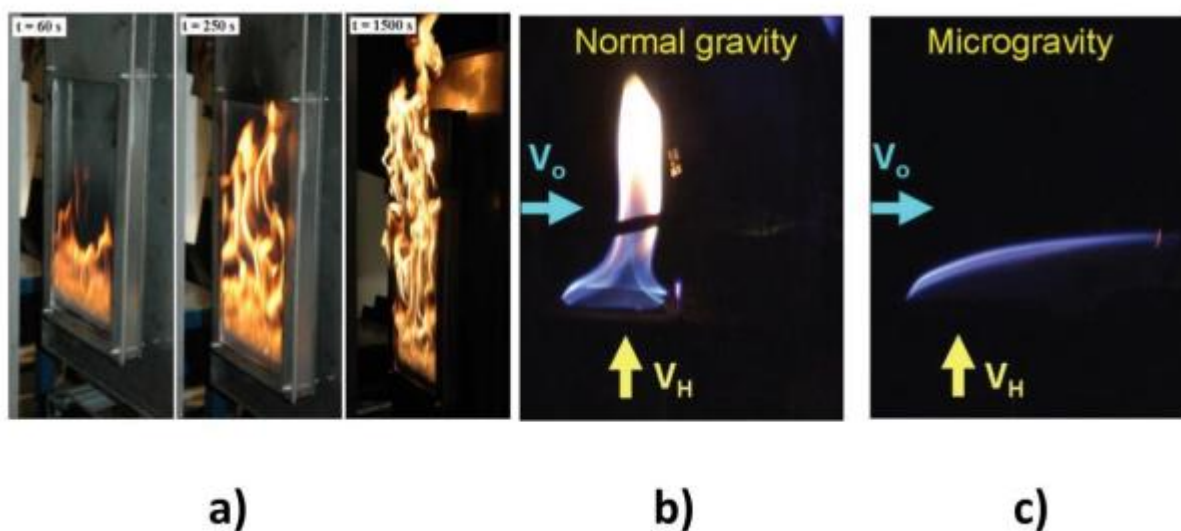


Figure 11. Combustion de plaques au travers de dispositifs de simulation expérimentale : a) Photos évolutives au cours du temps de la combustion d'une plaque verticale de PMMA. ; b) et c) Observations expérimentales d'une flamme de diffusion au-dessus d'une plaque : b) sous gravité normale et c) en microgravité.

Une modélisation simplifiée du problème de la combustion d'une plaque ablative a été fournie par Emmons : la plaque combustible placée dans un écoulement d'air laminaire à faible nombre de Reynolds fait apparaître après allumage une flamme de diffusion. La chaleur provoque la fusion superficielle du solide et le liquide résultant s'évapore. L'écoulement du fluide est assimilé à celui, très classique en mécanique des fluides, de la couche limite de Blasius au-dessus d'une plaque plane. Cette modélisation analytique du problème de combustion conduit à un profil de flamme mince stationnaire laminaire de forme parabolique. Il est normal que ce résultat ne se vérifie pas au cours des expériences au sol vu les hypothèses simplificatrices utilisées, dont celle consistant à négliger la pesanteur. Mais l'expérience réalisée en micropesanteur montre assez bien un cas de configuration en couche limite d'Emmons (figure 11c)).

Pour ce calcul bidimensionnel stationnaire, on est amené à écrire les bilans de masse totale, de quantité de mouvement, de masse des espèces et de l'énergie. La forme adoptée fait apparaître le taux de réaction dans le second membre des deux dernières relations. Des bilans de discontinuité sont établis au niveau de la plaque. La discontinuité du bilan de masse met en évidence le débit d'ablation normal $\rho_s v_a$ qui n'est autre que le débit de combustion et l'effort exercé sur la plaque τ_{xy} . La vitesse d'ablation s'écrit :

$$v_a = - (U_\infty / 2\xi)^{1/2} f(0) (\rho\mu)P/\rho H$$

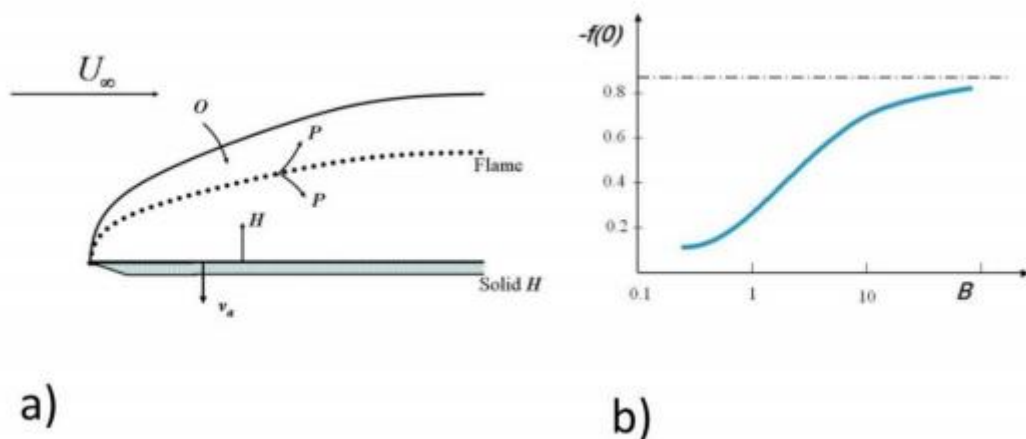


Figure 12. a) La configuration du problème d'Emmons, b) Courbe $(- f(0))$ en fonction de B .

Dans cette expression la fonction $f(\xi)$ vérifie l'équation de Blasius classique $f''' + f f'' = 0$, avec des conditions aux limites $f'(\infty) = 1$, $f''(0) = 0$, et $f(0) = -B f''(0)$,

où $f = f(\xi)$ et où intervient le paramètre de Spalding $B = (\beta T_\infty - \beta T_P - \beta O_\infty) \Delta h / l$, Δh et l étant respectivement l'énergie de la réaction chimique et la chaleur de changement de phase (dans le cas classique non réactif $B=0$). D'autre part la réaction chimique étant $H+O \rightarrow P$, $\beta O = N_o$, nombre de moles d'oxydant par unité de masse, $\beta T = c_p (T - T^0) / \Delta h$, enthalpie sensible réduite, T_0 température de référence. Enfin, le fluide étant compressible, on a introduit la transformation de Howarth pour définir les variables d'espace $\xi = \int \rho \mu dx$ et $\zeta = \int \rho dy$. La quantité $-f(0)$ est une fonction bien déterminée de B . On obtient aisément les évolutions de concentrations et de la température dans le plan. La figure 12 montre la configuration du problème et la courbe $-f(0)$ en fonction de B .

Pour être applicable, la théorie d'Emmons requiert l'utilisation des hypothèses de ShvabZel'dovich. Plusieurs facteurs la mettent en défaut dont :

La pesanteur qui fait monter les gaz chauds (Fig. 11a et b),

- La présence de suies qui induit des pertes radiatives,
- La perte d'enthalpie à la paroi thermo conductrice et en cours de pyrolyse.

Il a été proposé de modifier le paramètre de Spalding B et de le remplacer par le paramètre de Torero BT qui tient compte de deux derniers effets mais pas de la force d'Archimède. L'usage de ce nouveau paramètre s'est révélé fructueux dans les expériences en micropesanteur.

Les suies se forment au cours de la combustion d'espèces carbonées. Leur nucléation et leur croissance ainsi que leur interaction avec l'écoulement réactif ont été étudiées par de nombreux auteurs. La prise en compte des suies a nécessité la mise au point de mécanismes adaptés et de tenir compte de l'interaction avec l'écoulement. Dorey^{xi} a fait une revue complète de ce

Problème complexe. Il y a quatre processus distincts : 1) nucléation, 2) croissance en surface, 3) oxydation et 4) coagulation. Il faut ensuite prendre en compte l'interaction de ces mécanismes de formation des suies avec l'écoulement en combustion et les transferts radiatifs.

VI. Poudres

VI.1. Thermites

Un exemple de milieu solide donnant lieu, en l'absence de gaz, à un phénomène réactif très exothermique est constitué par les thermites, mélanges poudreux d'aluminium métallique et d'oxyde d'un autre métal.



Figure 13. Utilisation d'une thermite pour le soudage de rails. Les températures atteintes lors des réactions chimiques en phase solide de l'aluminium avec des oxydes de fer sont assez élevées pour permettre le soudage.

On les utilise par exemple depuis longtemps pour souder des rails de chemin de fer (figure 13). Les températures atteintes lors des réactions chimiques en phase solide de l'aluminium avec des oxydes de fer sont assez élevées pour permettre le soudage, comme dans les trois exemples suivants : Fe_3O_4 et Al (3088°C), FeO et Al (2500°C), Fe_2O_3 et 2Al (2960°C).

VI.2. Fusées à poudre

Un exemple dérivé est constitué par les fusées à poudre (figure 14). Le pain de poudre disposé dans le corps de la fusée est creux. Lorsqu'il est allumé, il libère des espèces gazeuses et des gouttes liquides (d'aluminium pour les poudres contenant ce métal) sous l'effet de la chaleur. La combustion se manifeste donc dans le jet fluide hétérogène. Les températures atteintes sont très élevées de même que la poussée résultante.

L'un des problèmes est l'accumulation de l'alumine solide Al_2O_3 – produit de réaction – dans le moteur en amont de la tuyère de sortie. Les recherches sur les modes de combustion des poudres sont toujours d'actualité. Prenons le cas du 1^{er} étage de la fusée euro-italienne Véga issu de la technologie d'Ariane. Il fonctionnera au butalane 68-20 associant 12 % de liant à base de polybutadiène (buta), 68 % de perchlorate d'ammonium NH_4ClO_4 (l) comme oxydant, à 20 % d'aluminium comme combustible.

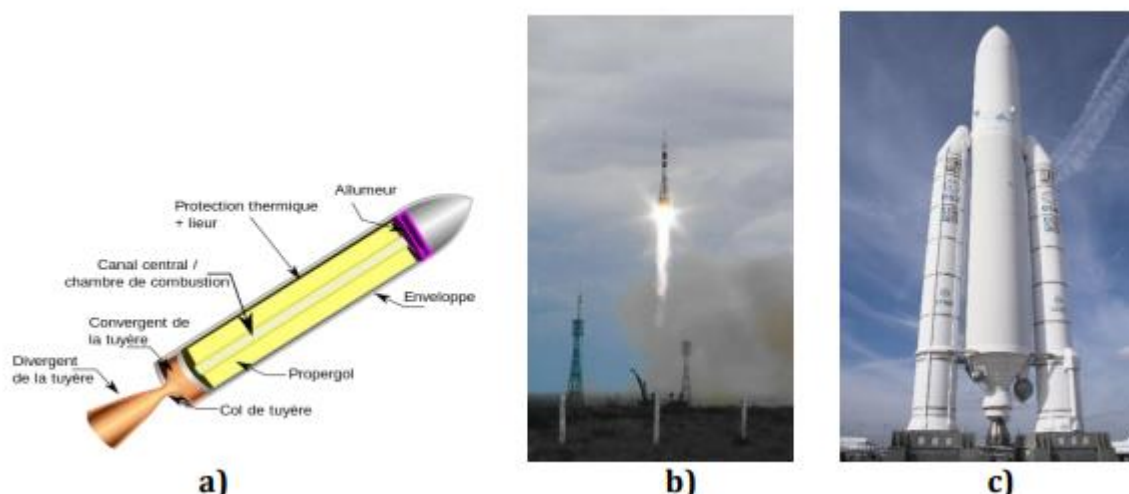


Figure 14. a) Schéma d'un propulseur à propergol solide. , b) Lancement de la fusée Soyouz emportant des cosmonautes vers l'ISS le 21/10/2001, site de Baïkhonour [4], c) La fusée Européenne Ariane. [5]

Le processus de combustion du butadiène@ est complexe et comprend des réactions en phase gazeuse et une cinétique de surface. La température de flamme typique pour un propergol aluminisé (type Butalane®) est de 3500 K (2300 K sans aluminium). La combustion des particules permet donc un apport d'énergie considérable. L'aluminium brûle à quelques mm de la paroi solide, dans la phase gazeuse et change peu la combustion du propergol (la flamme se situe à environ 100 μm de la surface). On retrouve, à cette température, dans la phase gazeuse les produits finaux stables de décomposition du propergol à savoir : N_2 , H_2O , CO , CO_2 , HCl . Les particules micrométriques dont la surface est recouverte d'alumine (la couche d'alumine a une épaisseur d'environ 50 \AA) quittent la surface du propergol et s'agglomèrent en partie en proche surface jusqu'à atteindre des diamètres d'environ 100 μm . 70 % d'entre elles se retrouvent directement dans l'écoulement de la chambre du propulseur. Dans un second temps cet agglomérat brûle, libérant des fumées d'alumine de petite taille (environ 1 μm). La combustion des agglomérats d'aluminium est généralement complète à condition que le temps de séjour dans le moteur soit suffisant. Cette combustion complète des agglomérats laisse des résidus d'alumine de taille de l'ordre de 10 μm .

Le schéma de la figure 14 vaut pour la combustion de chaque goutte d'aluminium liquide.

La description ébauchée précédemment exclue tout modèle réactif trop simplifié. Si l'on s'intéresse par exemple à la formation de l'alumine, on doit tenir compte non seulement des réactions en phase gazeuse, mais aussi des adsorptions-désorptions et chimie-sorptions qui mettent en jeu beaucoup

d'autres espèces intermédiaires présentes aux hautes températures comme on le constate sur la figure 15.

Le seul mécanisme hétérogène peut compter 57 réactions élémentaires entre 58 espèces dont 2 à espèces de surface.

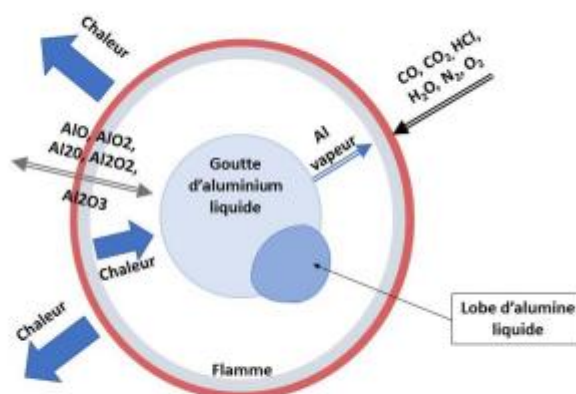
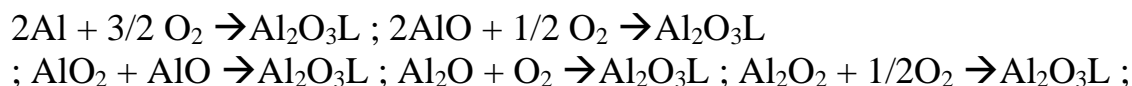
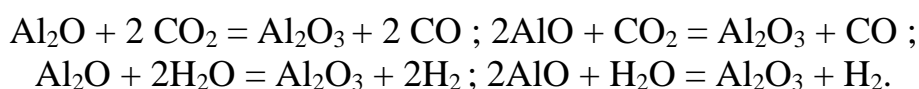


Figure 15. Schéma de la combustion d'une particule d'aluminium en ambiance propergol.

La formation de Al_2O_3 , en présence d'air, l'indice L signifiant « liquide », fait intervenir les 5 réactions :



Si l'on tient compte des espèces générées par le propergol, il y a aussi :



Seul le calcul numérique peut venir à bout d'un tel problème qui contient également ce qui est relatif aux divers transports tels la convection, les diffusions, le rayonnement.

VI.3. Combustion en spirale

Donnons un dernier exemple de combustion de solides qui peut se révéler très utile pour la récolte de données de cinétique chimique.

Comme signalé en section 4.2 à propos des flammes de pré mélange, des mesures réalisées en combustion des solides sont utiles également pour déterminer des quantités de cinétique chimique. Holt et al. ont pu par exemple

utiliser la combustion de TiB₂. D'autres réactions de synthèse ont été étudiées concernant des produits utiles pour l'électronique et les batteries d'accumulateurs. Il nous a semblé intéressant de montrer ici un mode de propagation en surface de ces combustions faisant l'objet de recherches récentes. Certaines études portent en effet sur la propagation en spirale de sites de nucléation de combustion. Il s'agit de la combustion en surface de cylindres de poudre métallique. En particulier A.I. Kirdyashkin et al ont étudié expérimentalement les ondes de combustion de poudre^{xiii} sous faisceau laser^{xiv}.

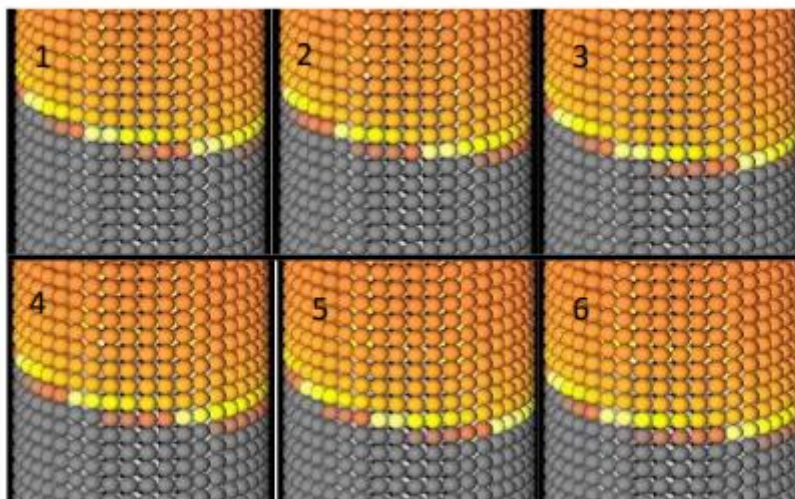


Figure 16. Propagation d'une onde de combustion discrète en mode spin multicouche (les particules claires sont enflammées ; les particules foncées sont non-ignifugées). La combustion a lieu vers le bas ; the spin se meut le long de la surface de droite à gauche.

Plus récemment Klimenok et Rashkovskiy^{xv} ont publié un modèle discret de « spin combustion » de mélange de poudres en l'absence de gaz. La figure 16 montre la progression de la combustion en surface. Bharath et al^{xvi} estiment que le processus peut parfois être de nature purement thermique et relié à l'hétérogénéité des systèmes dispersés et à l'existence d'une température seuil.

VII. Sprays et feux d'artifice

Le caractère hétérogène se présente également avec les propergols liquides. On assiste alors le plus souvent à la combustion de sprays (figure 17). La connaissance de la distribution en taille des sprays est essentielle pour l'obtention d'une combustion optimale dans les moteurs afin de récupérer au mieux l'énergie et de diminuer la quantité de produits polluants. Cela vaut pour les moteurs terrestres comme pour les

avions et les fusées. Dans le cas du moteur cryotechnique de la fusée Ariane, le spray est composé de gouttes d'oxygène liquide dans de l'hydrogène gazeux et les conditions de fonctionnement sont de plus supercritiques [6].

Des instabilités de combustion peuvent se présenter. Ce problème est crucial car celles-ci peuvent causer des dommages allant jusqu'à la destruction. Certaines instabilités sont dues à l'amplification des vibrations en provenance du moteur sous l'effet de l'évaporation des gouttelettes issues des injecteurs.

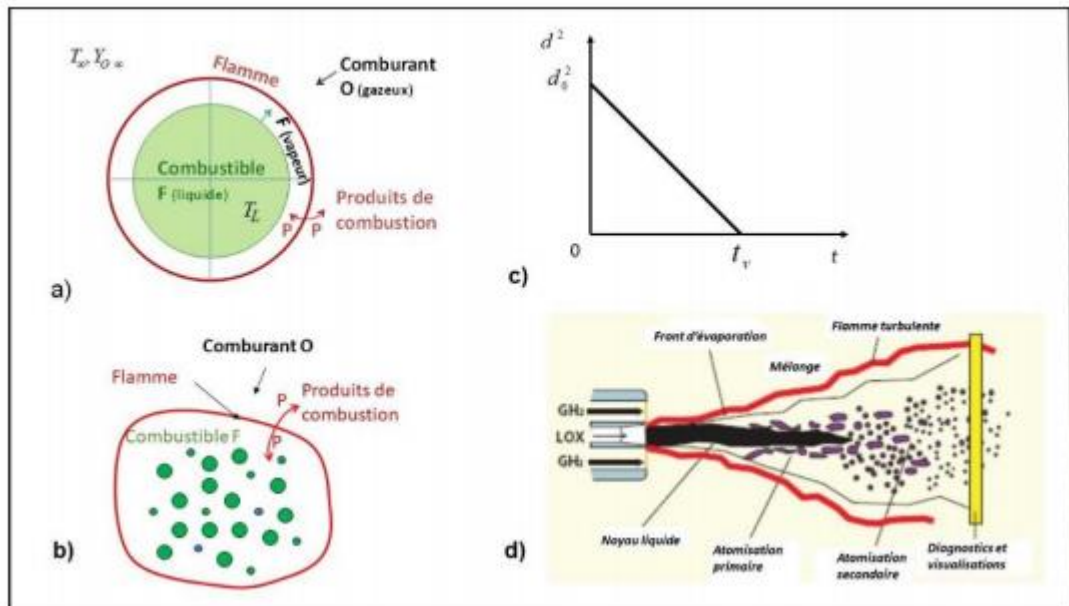


Figure 17. Combustion de sprays : a) Goutte individuelle en combustion avec flamme de diffusion sphérique [7] ; b) Paquet de gouttes en combustion, chaque goutte étant en évaporation ; c) Dans les deux cas l'évolution du diamètre d de goutte suit assez bien une loi en $d^2 = d_0^2 (1 - t/t_v)$; t_v durée de vie ; d) Le phénomène physique induit dans la flamme issue d'un injecteur coaxial cryotechnique (d'après le site web de l'ONERA).

Une autre situation hétérogène se manifeste avec les feux d'artifice à main. Indoue et al. ont étudié le problème de la fragmentation en cascade xvii. A ce titre ils ont examiné en particulier l'évolution d'une gouttelette perturbée par l'éclatement d'une cavité gazeuse interne. Ils montrent ainsi que la goutte peut osciller autour de sa forme sphéroïdale initiale lorsque l'énergie mise en jeu est plus petite qu'une certaine valeur critique. Lorsque l'énergie mise en jeu est suffisamment élevée, la goutte peut aussi se déformer en un ligament assez allongé pour se fragmenter. (La figure 18) montre la combustion d'un cierge magique.

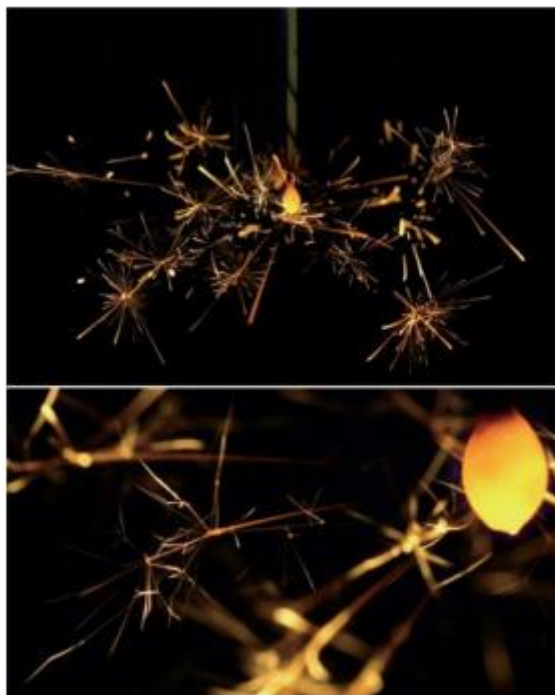


Figure 18. Traces des chemins de gouttelettes illustrant le processus continu de fragmentation en cascade dans un feu d'artifice traditionnel. En haut : temps d'exposition 1/60 s, le cordon de papier de 2 mm de diamètre retient la goutte mère.

Les flammes, tout comme les feux d'artifice, émettent de la lumière car elles contiennent des corps à haute température. Nous n'exposerons pas les mécanismes radiatifs qui en sont la cause dans ce court article sur la combustion.

VIII. Messages à retenir

- La combustion résulte de la libération d'énergie de « réactants » par des réactions chimiques donnant des « produits de réaction » dits brûlés.
- Elle peut se produire en milieu fluide ou solide, homogène ou hétérogène. Dans les mélanges gazeux elle donne lieu à la formation de flammes de différents types, qui se développent en écoulement laminaire ou turbulent. En ce qui concerne les solides, il s'agit généralement de poudres compactées.
- Son étude à des fins de recherche ou de prévision nécessite de faire les bilans des grandeurs physiques qui interviennent dans les mélanges : masse des espèces, quantités de mouvement, énergies. Elle implique la connaissance de la cinétique chimique et des lois de comportement des milieux. La résolution, généralement numérique, a donné lieu à la mise au point de nombreuses méthodes spécifiques dépassant le cadre de cette présentation.

- Il s'agit d'un sujet très vaste intervenant dans de nombreux domaines et qui a un historique abondant, non abordé ici. Ces quelques éléments de base sont fournis pour aider le lecteur à aborder certains sujets environnementaux faisant intervenir la combustion.

CHAPITRE IV

Le biogaz et sa formation et sa composition

I. 1. Introduction

L'utilisation du biogaz (compose essentiellement de méthane et de dioxyde de carbone) comme énergie de complément ou de substitution aux autres formes principalement fossile (fuel et charbon) a suscité un grand intérêt, surtout pour les pays industrialisés auprès de quelques petites et moyennes exploitations agricoles, il y'a une trentaine d'années.

Le caractère artisanal, les coutes de la main-d'œuvre et des installations que nécessitent la production de cette énergie, compares a ceux du fuel et du charbon en abondance et a bas prix, a l'époque ont conduit progressivement a leur abandon.

Le prix de revient de plus en plus croissant des produits pétrolier pour les pays industrialisés, et la diminution des réserves de pétrole ont amène certains états a rechercher d'autres formes d'énergies.

Parmi celles qui ont été envisagées, on trouve la production du biogaz.

Il est à remarquer que le biogaz ne représentera jamais une énergie de base dans les pays industrialisés car même en cas d'utilisation optimale des ressources, ces derniers ne représenteront que 3 % de la consommation énergétique totale européenne. De plus il se pose des problèmes de stockage et de transport de cette énergie (ex : l'automobile).

Pour les pays en voie de développement, comme l'Algérie, il s'agit de relever le défi et d'œuvrer pour être en mesure d'utiliser les énergies nouvelles.

Il est à noter qu'une politique nécessaire à cette tache a été déjà adoptée, et que l'ère des énergies nouvelles est déjà née.

On remarque que dans d'autres domaines tels que celui de l'agriculture ou les ressources (déchets agricoles, paille, collets, betteraves et oignons) sont directement a leur disposition, une installation de production et d'utilisation du biogaz présente beaucoup d'avantages notamment sur le plan économique.

Dans une telle installation on peut bénéficier de deux avantages :

1. – sur le plan économique

Une énergie très basse prix, a la disposition des machines agricole, et un transport des produits agricoles sans déchets.

2. sur le plan écologique

Destruction rapide des déchets et de certains produits indésirables et la propreté des marchés urbains.

Les deux objectifs sont ceux poursuivis par les pays industrialisés, et dans certains pays en voie de développement.

Voici deux exemples d'utilisation du biogaz en Asie.

“ En chine, dans la province de Szechwan, plus de cinq millions de digesteurs dénommés “ ménagers “ ont été construits chez des particuliers.

Le biogaz produit sert à actionner des groupes frigorifiques pour la conservation des aliments, des groupes motopompe électriques pour l'irrigation par aspersion des champs en montagne.

Dans certains pays d'Asie, diverses biomasses sont utilisées pour produire du biogaz servant à l'éclairage et à la cuisson des aliments principalement dans les villages. Cette politique vise un double objectif.

D'une part, améliorer les conditions d'hygiène en éliminant prolifération de mouches et de moustiques provenant des fumiers et des puits aménagés pour les déchets.

D'autre part, procurer une meilleure vie sociale. Dans le cadre de ce travail, notre intérêt porte sur l'utilisation du biogaz dans les moteurs a allumage commandé. De nombres travaux concernant la production de la biomasse et sa conversion biocombustible ont été entreprise. Peu de gens se sont penchés sur l'utilisation du biogaz. Aucun constructeur n'a réalisé des moteurs conçus pour l'utilisation du biogaz. Une possibilité dont dispose l'utilisateur est d'avoir recours a une transformation d'un moteur conventionnel par adaptation de la carburation.

II. 1. Définition

Le biogaz est un combustible de composition variable. Ses propriétés physico-chimiques, variables elles également seront calculées dans le sou routine CARAC su programme MANS et ne seront pas introduites sous forme de données dans le programme. Ce n'est pas le cas pour l'essence qui a une composition et des propriétés physico-chimiques fixes.

La composition du biogaz est dont fluctuante, elle dépend de nombreux paramètres sont :

- Le type du digesteur (continu ou discontinu).
- Le type de la matière organique traitée.
- La température.
- La pression.

- Le temps de séjour.

II.2.Composition du biogaz

On présente ici un ordre de grandeur des limites extrêmes en % pour les principaux constituants du biogaz :

CH ₄ - Méthane	50 a	{	70 % digesteur discontinu
			80 % digesteur continu
CO ₂ - Dioxyde de carbone	15 a	{	40 % digesteur discontinu
			35 % digesteur continu
H ₂ - Hydrogène	1 a	{	3 % digesteur discontinu
			10 % digesteur continu
O ₂ - Oxygène	0.1 a		1 %
Co - Monoxyde de carbone	0 a		1 %
N ₂ - Azote	0.5 a	{	3 % digesteur discontinu
			10 % digesteur continu
Divers	1 à		5 %

On constate que le biogaz est essentiellement constitué de méthane et de dioxyde de carbone.

On définit :

Le biogaz pauvre : CH₄ : 50 % & CO₂

Le biogaz moyen : CH₄ : 65 % & CO₂

Le biogaz riche : CH₄ : 80 % & CO₂

II.3. Propriétés physico-chimiques du biogaz

Devant d'énoncer quelques unes de ces propriétés, nous allons donner la formule chimique globale du biogaz.

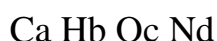
II .4. Formule chimique globale

Soit un biogaz constitué de N_c constituants.

Soit l' i ème constituant du biogaz possédant un titre volumique X_i et comportant :

- A_i atomes de carbones.
- B_i atomes d'hydrogène.
- C_i atomes d'oxygène.
- D_i atomes azotes.

La formule chimique de ce constituant est :



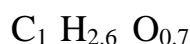
On obtient par exemple pour le biogaz moyen (composé de 65% de CH_4 et 35 % de CO_2).

$$a = \text{nombre d'atomes de carbone} = 0.65 \cdot 1 + 0.35 \cdot 1 = 1$$

$$b = \text{nombre d'atomes d'hydrogène} = 0.65 \cdot 4 = 2.6$$

$$c = \text{nombre d'atomes d'oxygène} = 0.35 \cdot 2 = 0.7$$

Le biogaz moyen a donc pour formule chimique globale :



II .5. Masse molaire

Ayant calculé la formule chimique, on peut en déduire la masse molaire :

$$M = 12.011 \cdot a + 1.008 \cdot b + 16 \cdot c + 14.008 \cdot d \text{ g/mole}$$

Les masses molaires respectives des composants de base valent :

Carbone : 12.011 g/mole

Hydrogène : 1.008 g/mole

Oxygène : 16 g/mole

Azote : 14.008 g/mole

On en déduit celle du biogaz :

$$= 12.011*1 + 1.008*2.6 + 16*0.7 = 25.8 \text{ g/mole}$$

II .6.Constante massique des gaz parfaits

La constante massique universelle des gaz parfaits vaut :

$$R_0 = 1.9869 \text{ cal/mole*k}$$

D'où l'on déduit la constante massique du biogaz

$$R = 1.9869/g = 21.9869/25.8 = 0.077 \text{ cal/g*k}$$

II .7.Masse volumique

Dans les conditions normales de pression et de température, ou $P=1.013 \text{ par}$ & $T= 273.15 \text{ k}$, une mole de biogaz occupe volume de 22.4 l (22.4dm^3), la masse volumique vaut donc :

$$P = \mu_g / 22.4 \quad [\text{g/dm}^3] \text{ ou } [\text{kg/ dm}^3]$$

Pour le biogaz, on peut obtient :

$$\rho = 25.8/22.4 = 1.15 \quad [\text{g/dm}^3] \text{ ou } [\text{kg/ dm}^3]$$

II .8.Densité par rapport à l'air

La densité par rapport à l'air est une propriété directement liée la notion de sécurité. En effet, un gaz plus léger que l'air aura tendance a s'élever au dessus du niveau du sol et présentera ce fait, moins de danger qu'un gaz plus dense que l'air :

La composition de l'air est la suivante :

79 % de N_2 Azote

21 % d' O_2 Oxygène

La masse molaire μ_a vaut : $\mu_a = 28.84 \text{ [g/mole]}$

Masse volumique ρ_a vaut : $\rho_a = 1.288 \text{ [kg/m}^3\text{]}$

D'où la densité d_g du biogaz par rapport a lair :

$$d_g = \rho_g / \rho = 1.15 / 1.288 = 0.893$$

II .9.Pouvoir calorifique inférieur

Les pouvoirs calorifiques (pouvoir calorifique inferieur PCI, pouvoir calorifique supérieur PCS) des principaux constituants du biogaz sont :

CH_4 – méthane : PCI = 35.874 [kJ/m³]. PCS = 39.809 [kJ/ m³]

H_2 .hydrogène : PCI =1.714 [kJ/m³]. PCS = 12.767 [kJ/ m³]

CO –monoxyde de carbone : PCI=12.633 [kJ/m³]. PCS = 12.633 [kJ/ m³]

H_2S –sulfure d'hydrogène : PCI=23.148 [kJ/m³]. PCS = 25.116 [kJ/ m³]

Dans les mêmes processeurs pratique de combustion du biogaz on ne récupère jamais la chaleur de condensation de l'eau formée au cours de la combustion ; alors on ne considère que le pouvoir calorifique inférieure " PCI " .

Ci le constituant du biogaz de titre volumique X a un pouvoir calorifique inférieur "PCI". Le pouvoir calorifique inférieur "PCI" total du biogaz comprenant N_c constituants vaut :

$$\text{PCI} = \sum_{i=1}^{N_c} X_i \text{ PCI} \quad [\text{kJ/ m}^3] \text{ ou } [\text{kcal/ m}^3]$$

D'où l'on peut déduire le pouvoir calorifique inférieur par unité de masse :

$$\text{PCI}_m = \text{PCI} / \rho$$

Les pouvoirs calorifiques inférieurs des différents constituants du biogaz valent :

$\text{PCI}(\text{CH}_4) = 35874 \text{ [kJ/ m}^3\text{]}$. $\text{PCI}(\text{H}_2) = 10714 \text{ [kJ/ m}^3\text{]}$.

$\text{PCI}(\text{CO}) = 23148 \text{ [kJ/ m}^3\text{]}$. $\text{PCI}(\text{CO}_2) = 0 \text{ [kJ/ m}^3\text{]}$.

On obtient alors pour le biogaz moyen :

$$\text{PCI} = 0.65 * .35874 + 0.35 * 0 = 23318 \text{ [kJ/ m}^3\text{]} = 5573 \text{ [kcal/ m}^3\text{]}.$$

Titre d'exemple on peut calculer les équivalences en masse et en volume du biogaz moyen par rapport à l'essence.

On a pour l'essence :

$$\text{Masse volumique : } \rho = 740 \text{ kg/ m}^3$$

$$\text{PCI par unité de volume : } = 33.3 \cdot 10^6 \text{ [kJ/ m}^3\text{]}.$$

$$\text{PCI par unité de masse : } = 45 \cdot 10^3 \text{ [kJ/ Kg]}.$$

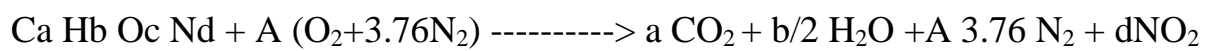
D'où l'on déduit les équivalences suivantes en masse et en volume

$$1 \text{ Kg de biogaz moyen} \langle \text{-----} \rangle 0.45 \text{ Kg d'essence}$$

$$1 \text{ Kg de biogaz moyen} \langle \text{-----} \rangle 0.7 \text{ L d'essence}$$

II .10.Dosage stœchiométrique (ds)

La réaction stœchiométrique s'écrit :



$$\text{Avec } \text{A} = (\text{a} + \text{b}/4 + \text{d} - \text{c}/2)$$

Le rapport stœchiométrique dans de l'air par rapport carburant est par définition de rapport entre la masse d'air et masse du carburant qui sont engagées dans la réaction.

On a donc :

$$\text{ds} = 12.011 \cdot \text{a} + 1.008 \cdot \text{b} + 16 \cdot \text{c} + 14.008 \cdot \text{d} / \text{A} \cdot 4.76 \cdot \mu_a$$

Ou μ_a = masse molaire de l'air = 28.84.

En effet, le terme $(\text{O}_2 + 3.76\text{N}_2)$ représente 4.76 moles d'air et en remplaçant A par sa valeur, on obtient :

$$\text{ds} = \mu_g / (\text{a} + \text{b}/4 + \text{d} - \text{c}/2) \cdot 4.76 \cdot 28.84 = 0.1445$$

$$\mu_g \text{ masse molaire du combustible} = 25.8 \text{ [Kg/m}^3\text{]}.$$

II .11.Pouvoir comburivore

Pour les machines volumétriques utilisant des combustibles gazeux comme carburant, il est utile de connaître le rapport entre le volume d'air et le volume du gaz à brûlé.

Ce rapport appelé pour comburivore v , peut se calculer en multipliant l'inverse du dosage stœchiométrique par rapport des masses volumiques du combustible (ρ_g) et de l'air (ρ_a) :

$$V = 1/ds \rho_g / \rho_a$$

III .Production du biogaz et son utilisation

La production du biogaz résulte d'une opération appelée méthanisation qui est un processus de digestion anaérobie des matières organiques et que l'on peut résumer ainsi :

Certains microorganismes appelées bactéries méthanogènes, ont la faculté en l'absence d'oxygène, d'utiliser l'énergie chimique potentielle contenue dans les matières organiques et ce grâce un ensemble complexe des réactions enzymatiques d'où proviennent le méthane CH_4 et le dioxyde de carbone CO_2 .

Les produits de base utilisés pour le procédé décrit ci-dessus sont principalement des sous produits (c a d des déchets et des résidus que l'on peut globalement classer dans trois catégories :

- _ Déchets agricoles (pailles, collets de betteraves, lisiers).
- _ Déchets agro-industriels (eaux usées,).
- _ Déchets domestiques (provenant de décharges municipales, par exemple).

Il faut noter que sur le plan économique, tous les types de résidus n'est pas la même valeur ; en effet, certains d'entre eux ont au départ une valeur négative car ils doivent, pour préservation de l'environnement être éliminés, d'autres ont une valeur nulle car ils ne sont ni polluants, ni utilisables pour d'autres applications ; d'autres enfin ont une valeur positive car ils pourraient être utilisés dans des circuits autres que méthanisation.

Le biogaz qui est donc un mélange de méthane de méthane CH_4 (a raison de 50 % a 80 % en volume) et de dioxyde de carbone CH_4 (a raison de 20 a 50 % en volume) avec éventuellement d'autres composants en quantités plus faibles peut être utilisé dans diverses applications donc :

- _ Combustion (brulures à biogaz).
- _ Eclairage (lampes à biogaz).
- _ Réfrigération.
- _ Motorisation.

Les trois premières applications étant très spécialement réservées aux pays en voie de développement, la quatrième est quant à elle générale.

Dans le cadre de la motorisation deux types de moteurs peuvent être utilisés :

_ Soit des moteurs à allumage commandé qui sont des moteurs à essence transformés à cet effet.

_ Soit des moteurs dual-fuel qui sont des moteurs à taux de compression élevé, dans laquelle l'allumage est réalisé par l'auto inflammation d'une petite quantité pilote de gasoil injectés à chaque admission de gaz.

On distingue encore dans ce type d'utilisation les moteurs utilisés uniquement pour l'environnement d'une charge de groupes de production combinée d'électricité et de chaleur, groupes dits à " énergie totale " qui ont parmi les systèmes fonctionnant au biogaz le rendement le plus élevé.

Dans le cadre présent travail, l'intérêt sera porté sur les moteurs à gaz pur, car ce sont les plus courants.

Le but final des recherches entreprises sur le fonctionnement au biogaz des moteurs à combustion interne est l'optimisation des ces moteurs sont désadaptés.

Cette désadaptation a pour effet une baisse du rendement qui est gênante comme on le comprend aisément en considérant l'équation du biogaz dans son contexte.

Le rendement global d'une chaîne de production de biogaz depuis sa formation jusqu'à son utilisation, peut s'exprimer de la manière suivante :

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4$$

Ou

η_1 : rendement de la photosynthèse, c a d de l'étape qui transformé l'énergie solaire en énergie chimique ($M_1 \approx 2\%$)

η_2 : rendement de la conversion de la matière organique en biogaz, c a d de la méthanisation ($M_2 \approx 40\%$)

η_3 : rendement de la transformation du biogaz en énergie mécanique, c a d rendement du moteur ($M_3 \approx 20$ a 25%)

η_4 : rendement des phases intermédiaires de stockage et de transport.

On ne constate que le rendement global de cette filière est très faible ($\eta = 2\%$).

Ceci n'est pas un inconvénient a priori puisque les produits gratuits pour le plupart, et que de ce fait un rendement élevé n'est pas le but premier.

Cependant le rendement global de l'opération étant très faible condamné à le rester quoi que l'on fasse, il est essentiel que rendements des différentes étapes soient maximisés.

Si à l'heure actuelle de nombreux travaux ont déjà été effectués sur la production de la biomasse (η_1) et sa transformation en biocombustible (η_2), domaines qui concernant plus le biologiste ou l'ingénieur agronome que l'ingénieur mécanicien, la phase de transformation du biogaz en énergie mécanique a quant à elle été très peu désaminée jusqu'à présent η_4 pour sa part est un facteur organisationnel qui n'entre pas ligne de compte ici.

Il apparaît donc clairement que le processus de recherche dont le présent travail ne constituera qu'une étape qui doit être entrepris tentera donc de combler une lacune dans l'étude du biogaz. Vu les perspectives d'avenir qu'offre ce type de recherche. L'étude mérite certainement une attention particulière.

IV. Compression et stockage

Lorsqu'on désire utiliser le biogaz dans des engins mobiles tels les tracteurs ou les véhicules, ou lorsqu'on doit la compression du gaz et à un stockage dans des bonbonnes.

Cette technique de compression et de stockage utilise propriétés et les lois thermodynamiques du biogaz.

V. Hypothèse de calcul

Dans le passé les programmes de simulation qui ont été développées concernent chaque type de moteurs. Les particularités de chaque classe de moteurs comme la nature de la combustion, le système d'allumage, le remplissage. La géométrie de la chambre de combustion.

On peut citer : **V.1- B.SALE** [30] :

$$\mu_{01} = A + B. T^\alpha \text{ Pour le benzène : } A=30 ; B=7.91*10^7 ; \alpha=2.92$$

$$\text{Pour l'isooctane : } A=12.1 ; B=8.362*10^{-5} ; \alpha=2.19$$

$$\text{Pour le benzène : } A=19.8 ; B=2.493*10^{-5} ; \alpha=2.39$$

Pour tenir compte de la turbulence il écrit : $\mu_{0t} = \mu_{01} = \sqrt{Xt/Xe}$

μ_{0t} : vitesse turbulente. Xe : diffusivité thermique.

μ_{01} : vitesse laminaire. Xt : coefficient d'échange thermique turbulent.

V.2- Philips et Orman [31]

$$\mu_t / \mu_1 = 1 + 0.002.N$$

N : vitesse de moteur



V.4- Hansel () $\mu_t = \mu_1 + \mu'$ μ' : intensité de turbulence.



$$D(CO) / dt = - \beta \left\{ [CO] [OH] - [CO_2] [H] / K \right\}$$

K : constante d'équilibre. B : $A \exp (-E/R.Tb)$. Tb= Température des gaz brulés

A = constante a déterminer. E=énergie d'activation.

V.6- Lucas et James (34) $g/A = C_1 (\lambda/b) R^{c_2} (Tg-Tv) + e_c (Tg^4 - Tx^4)$

$C_1 = 0.37$ a 0.8 pour combustion normale. $C_2 = 0.7$. $e_c = 0$ durant la compression = $1.03 * 10^{-13} \text{ cal/cm}^2 .s.k^4$ durant la combustion.

A = surface. $Re = \rho.Vp.b/\mu$ (nombre de Reynolds)

V.7- C Blizzard Norman et James C Keck [35]

$$\mu_1 = \mu_0 (P_0/p\mu)^\alpha \exp E A/2R (1/Tb_0-1/Tb) \quad E A = \text{Energie d'activation.}$$

A = Ordre de la réaction de combustion. μ_0 = Vitesse de flamme aux conditions de référence.

$$(T_b/T_{b0}) = (P_u/P_0)$$

V.8- F Fisson et O Henze [36]

$$Su = Su_0 (T/T_0)^\alpha (P/P_0)^\beta \quad - St = Su*k \quad (K : \text{Facteur de turbulence}).$$

CHAPITRE V

Equation de base de la simulation

I.1.Définition

Ayant retenu le cas du modèle de combustion homogène a deux zones, on peut écrire les équations suivantes, dans lesquelles, l'incidence du système considère :

I=1 : Gaz frais

Ceux-ci sont un mélange

}

d'air

De combustibles

De gaz résiduels

I = 2 : gaz brulés

Equation des gaz parfaits :

On a :

$$P V_i = M_i R_i T_i \text{ ou}$$

P = pression dans la chambre

V_i = volume du système i.

M_i = masse du système i.

R_i = constante massique des gaz parfaits pour le système i.

T_i = température du système i.

Pour les gaz frais on peut écrire :

$$R = \sum_{n=1}^3 \alpha_k \cdot R_k$$

Ou α_1 = fraction massique d'air.

α_2 = fraction massique du carburant.

α_3 = fraction massique de gaz résiduels.

On a aussi :

$$R_k = 1.987 / w_k \quad [\text{cal/g}].$$

Ou W_k : masse molaire du constituant k.

La différenciation par rapport au temps t, de l'équation des gaz parfaits donne :

$$1/P dp/dt + 1/V_i dV_i/dt = 1/M_i dM_i/dt + 1/R_i dR_i/dt + 1/T_i dT_i/dt$$

Deux équations, une pour chacun des deux systèmes en présence.

Conservation de la masse :

Pour l'ensemble des deux systèmes en présence, on a :

$$M = \sum_{i=1}^2 M_i$$

Et sous forme différentielle :

$$\sum_{i=1}^2 d M_i / dt = 0$$

I.2. Premier principe de la thermodynamique

L'équation de l'énergie peut s'écrire pour chacun des deux systèmes en présence :

$$d (M_i U_i) = M_i dU_i + U_i dM_i$$

Le taux de variation dans le temps de l'énergie interne totale du système est égale au débit de l'énergie du système vers l'extérieur sous forme de :

- Travail mécanique : $-P dV/dt$
- Chaleur : $- dQ/dt$
- Enthalpie : $- dM_i / dt h_i$

D'où on peut écrire la forme générale pour un système ouvert :

$$d (M_i U_i) / dt = - p dV_i/dt - \sum_j dQ_{ij}/dt + \sum_i dM_i h_i/dt$$

ou :

U_i : énergie interne massique du système.

Q_i : flux de chaleur entre le système i et les parois j.

M_{ij} : masse transférée du système i ar la paroi j.

h_i : enthalpie massique du système.

L'energie interne massique des gaz frais peut s'écrire :

$$U = \sum_{k=1}^3 \alpha_k U_k$$

Elle dépend de la pression et de la température et il faut donc écrire :

$$dU/dt = \sum_{k=1}^3 \alpha_k \left[a U_k / aT aT/dt + a U_k / aP aP/dT \right]$$

Pour des températures inférieures à 1600 K les effets énergétiques des imperfections peuvent être négligés et l'on a :

$$aU/aP = 0$$

II .Loi du volume balayé

La géométrie du système bielle-manivelle pour un cylindre axé (c. a. d. d'excentrée nulle) nous permet d'écrire :

$$V = V_m + \eta D^2/4 * r * (1 - \cos \theta + L/r (1 - \sqrt{1 - r^2/L^2 \sin^2 \theta}))$$

Où

V : volume balayé.

θ : angle de vilebrequin.

V_m : volume mort.

D : alésage.

r : rayon de manivelle.

L : longueur de la bielle.

La dérivée du volume V par rapport à l'angle θ vaut :

$$dV/d\theta = \eta D^2/4 r \sin \theta [1 + r/L + \cos \theta / (1 - r^2/L^2 \sin^2 \theta)^{1/2}].$$

En introduisant le régime de rotation exprimé en tr/mn, on peut en déduire la dérivée du volume balayé par rapport au temps.

$$dV/dt = dV / d\theta * d\theta/dt$$

D'où on écrit :
$$dV/dt = 2 \eta / 60 R P M dV/d\theta$$

Et ayant
$$V = \sum_{i=1}^2 V_i$$

On en déduit :
$$dV/dt = \sum_{i=1}^2 dV_i/dt$$

III. Propriétés thermodynamiques des constituants

Nous allons considérer en parallèle les propriétés de l'essence (ex : C₇H₁₄, [45]) et celles du biogaz afin de mieux distinguer les différences qui existent dans le calcul thermodynamiques d'un liquide et d'un gaz :

Air

Considérons en premier lieu l'air qui est un comburant commun. L'énergie interne massique est calculée en fonction de la température.

Elle s'exprime par : [45,24]

$$U_{\text{air}} = 0.16528T + 5.19179 \cdot 10^{-6} T^2 + 3.9016 \cdot 10^{-9} T^3 - 9.3632 \cdot 10^{-13} T^4 + 6.3156 \cdot 10^{-17} T^5 \quad (\text{BTU/Lb})$$

$$R^{\text{air}} = 0.0685544 \quad (\text{BTU/Lb } ^{\circ}\text{R})$$

$$H_{\text{air}} = U_{\text{air}} + R^{\text{air}} \cdot T \quad (\text{BTU/Lb})$$

Où T est exprimé en R.

Remarque

- BTU : British thermal unit.
- ⁰R : degré Rankine.
- Lb : livre anglaise (=0.4536kg).
- L'enthalpie des corps de référence est prise égale lorsque T vaut 0 ⁰K. [8]

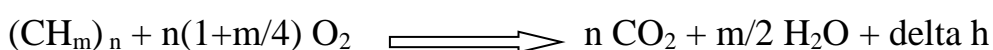
Le carburant

Enthalpie massique de formation

L'enthalpie massique de formation à 298.15 ⁰K est déterminée en considérant la réaction la réaction de combustion d'un hydrocarbure (CH_m)_n avec l'oxygène pour les carburants liquides.

L'enthalpie totale au carburant vaut la somme de l'enthalpie de formation et de l'enthalpie sensible.

On aura alors :



D'où l'on déduit l'enthalpie absolue du carburant a 298 ⁰k.

$$h_f^{298} = h_{CO_2} + n/2 h_{H_2O} - (1+m/4) h_{O_2} / 12+m * PCI + QV$$

Ou :

PCI : pouvoir calorifique inferieur du combustible a l'état liquide.

Q_V : chaleur de vaporisation du liquide.

h_f²⁹⁸ : chaleur de formation a 298 °K.

L'enthalpie sensible est fonction de la température et de la nature du carburant. La chaleur de vaporisation du carburant est supposée empruntée au milieu ambiant, c'est-à-dire au gaz frais.

En toute rigueur, la vaporisation a lieu en partie dans la tubulure d'admission et en partie dans le cylindre. Le calcul de la chaleur empruntée au milieu ambiant pour la vaporisation du carburant doit en réalité tenir compte de la conception du système d'admission et d'un réchauffage éventuel du carburateur.

Pour les hydrocarbures de la forme C_nH_{2n} NEWHALL et STARKMAN donnent le polynôme suivant :

$$h_s = 3.4765 \cdot 10^{-2} T + 3.6285 \cdot 10^{-4} T^2 - 4.503 \cdot 10^{-8} T^3 - 5.433 \cdot 10^{-12} T^4 + 1.5757 \cdot 10^{-15} T^5$$

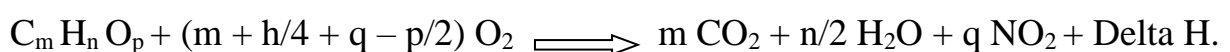
(T en °R et h en BTU/Lb)

Un ajustement au sens des moindres carrés sur les valeurs données par Rossini pour l'isooctane (C₁₈H₁₈) fournit de polynôme cité par B LEDUC :

$$h_s = 0.24 \cdot 10^{-1} T + 0.354 \cdot 10^{-3} T^2 + 0.3995 \cdot 10^{-7} T^3 - 0.6203 \cdot 10^{-10} T^4 + 0.1281 \cdot 10^{-13} T^5$$

On pourrait retrouver d'autres polynômes pour d'autres hydrocarbures en consultant les tableaux de JANAF.

Otant donné que la composition du biogaz est fluctuante, considère la réaction de combustion d'un hydrocarbure C_mH_nO_pN_q avec l'oxygène a 298 °K. Ce qui nous ramène a la généralisation suivante de la forme décrite ci-dessus :



Le terme QV (chaleur de vaporisation) a disparu de l'équation puisqu'il s'agit ici d'un gaz.

$$\implies m c / m a = F / R A F S T$$

$$\implies m c / m a + 1 = F / R A F S T + 1 \implies m c + m a / m a = 1 + F / R A F S T$$

$$\implies W F = 1 + F / R A F S T$$

On définit WF comme variable a utiliser dans le programme, qui est l'inverse de la fraction massique d'air dans le mélange carburé.

VI. Calcul de l'énergie interne du combustible

L'énergie interne totale du biogaz est calculée en considère l'enthalpie massique totale du carburant qui elle-même vaut la somme de l'enthalpie massique de formation et de l'enthalpie sensible.

On a :

$$U_c = h_c - R_c T$$

U_c = énergie interne massique du carburant.

R_c = constante massique du carburant.

T = température.

$$H_c = h^{298}_f + h_s.$$

H_c : enthalpie massique de formation a 298.15 °k

H_s : enthalpie sensible massique.

Les enthalpies sensibles des différents constituants du biogaz sont introduites sous forme de table dans le programme et ce au niveau du sou routine calculant l'énergie :

On peut alors écrire :

$$U_c = h^{298}_f + h_s - R_c T$$

$$\text{Et } dU_c/dT = dh_s/dT - R_c$$

$$\text{Et } dh_s/dT = h_s(T+0.5k) - h_s(T-0.5k)$$

Avec :

$h_s(T+0.5 K)$ = enthalpie sensible a la température (T+0.5k)

$h_s(T+0.5K)$ = enthalpie sensible a la température (T-0.5K)

on peut écrire :

$$U_c (T+0.5k) = h^{298}_f + h_c (T+0.5K) - R_c (T+0.5K)$$

$$U_c (T-0.5K) = h^{298}_f + h_c (T-0.5k) - R_c (T-0.5k)$$

D'où :

$$D U_c / d T = h^{298}_f + h_s (T+0.5k) - R_c (T+0.5K) - h^{298}_f + h_s (T-0.5k) - R_c (T-0.5k) = d h_s / d T - R_c.$$

V. Produits de combustion

Avant de calculer les propriétés thermodynamiques des produits de combustion, il faut déterminer leurs compositions ce qui a été réalisé par OLIKARA et Bormann [9] dans un programme appel PER+EQMD qui nous permet de déterminer la composition des gaz brulés pour n'importe quel hydrocarbure.

La détermination des concentrations des différents produits de combustion se fait par le calcul à l'équilibre selon méthode suivante :

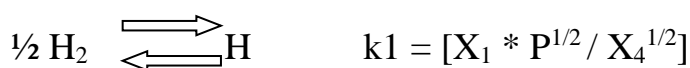
$$C_n H_m O_m N_k + (n+m/4 - 1/2) / RICH. (CO_2 + 3.7274 N^2 + 0.0444 A_1)$$

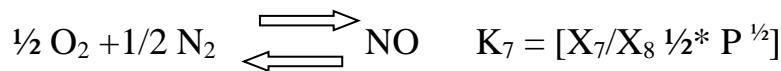
$$\Longrightarrow 1/X B(X_1H + X_2O + X_3N + X_4H_2 + X_5OH + X_6CO + X_7NO + X_8O_2 + X_9H_2O + X_{10}CO_2 + X_{11}N_2 + X_{12}A_r).$$

Pour calculer les treize inconnues X_i , on dispose de cinq équations de bilan pour C, H, O, N, A_r , de la relation :

$$\sum_{i=1}^{12} X_i = 1$$

Et des sept réactions d'équilibre indépendantes avec les constantes d'équilibre associées :





La variation des constantes d'équilibre en fonction de la température est donnée par des expressions de la forme :

$$\text{Log}_{10} K_i = A \ln T + B/T + C + D T + E T^2 \quad [10]$$

Où A, B, C, D sont ajustés à l'aide des données des tables de JANAF.

Le calcul d'équilibre, exposé ci-dessus, donne des résultats très satisfaisants et très proches de la réalité du processus chimique de formation des produits de combustion, sauf pour les réactions lentes telles que la réaction de formation de NO, pour lesquelles un calcul cinétique est indispensable.

Dans la pratique on a donc recours à une méthode mixte dans laquelle les calculs énergétiques sont faits à l'équilibre ; ensuite la concentration des espèces telles que le NO est calculée par cinétique.

Ayant ainsi calculé la composition des gaz brûlés, on peut déterminer leurs propriétés thermodynamiques qui sont la masse molaire W , l'enthalpie massique h , l'énergie interne massique U , la constante massique des gaz parfaits R et les dérivées partielles de U , h et R par rapport à T et P on a :

$$W = \sum X_i W_i \quad : \text{masse molaire.}$$

$$\begin{aligned}
 H &= \sum X_i h_i && : \text{enthalpie.} \\
 U &= \sum X_i U_i && : \text{énergie interne.} \\
 R &= R_0 W && : \text{constante massique.} \quad [11]
 \end{aligned}$$

VI. Transferts de masse

Les transferts de masse entre le système et le milieu extérieur concernant :

- Les débits de gaz aux soupapes d'admission et d'échappement.
- Le débit de combustible à l'injecteur qui concerne les moteurs diesels alimentés par un liquide.
- Les débits de fuite par Blow-by.

Dans notre étude les transferts de masse ont lieu seulement pendant les phases d'ouverture des soupapes (admission et échappement).

On néglige donc dans un premier stade les fuites à travers les segmentations (Blow-boy). Celles-ci sont faibles dans un moteur bien conditionné.

Les phénomènes réels de transfert de masse à travers les soupapes sont de nature dynamique.

L'analyse de ces phénomènes est assez complexe. Elle nécessite la mise en œuvre de la méthode des caractéristiques ou la méthode acoustique pour la résolution de l'équation des ondes.

Ce travail fastidieux a été fait par J. Picard (Gérant de la société le moteur moderne) [12], et d'une façon plus détaillée et plus complète par R. S. Benson dans *Internal Combustion Engines*. [13]

L'écoulement du gaz se fait à travers un collecteur (Fig n°19), on fera donc appel à la continuité, aux équations de quantité de mouvement, aux équations d'état et d'énergie. L'hypothèse du quasi stationnarité est vérifiée.

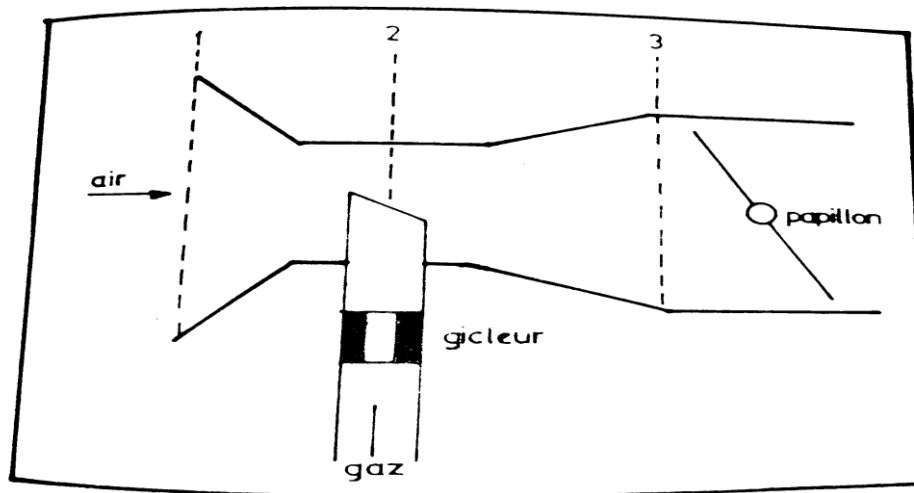


Figure n°19

VII. L'écoulement au niveau de la soupape

En tenant compte de la chute de pression à travers les soupapes de considérables progrès ont été réalisés tel le modèle unidimensionnel et quasi stationnaire.

Rappelons que dans la dynamique des gaz la surface minimale "A" a

L'écoulement est intéressant. Dans la situation montrée dans la (Fig n°20). Deux possibilités sont évidentes soit $A = A_1$ soit $A = A_2$. La figure (n°21) montre un graphe de $A = f(1/d)$ est clair qu'il a peu de raison pour ouvrir la soupape au dessus de $1/d = 1/4$, ainsi la section de passage se trouve limitée par la taille de canal d'admission. Le graphe montre la variation typique de la section d'écoulement à partir d'un écoulement stationnaire. Le taux d'écoulement massique à travers la soupape est donné par :

$$dm_j / dt = A.C.P \left[2 \cdot y / (y-1) \cdot (R_u \cdot T_u) \left[P_d / P_u \right]^{2/y} - \left[P_d / P_u \right]^{(y+1/y)} \right]^{1/2} \quad [14]$$

Avec $P_u > P_d$

m_s = débit de masse au travers de l'orifice.

A = surface de l'orifice.

C = coefficient de débit.

P_u, T_u, R_u = paramètres d'état du fluide a l'amont.

P_d = pression de l'aval.

Y = rapports des chaleurs spécifiques des gaz a pression et volume constants a l'amont.

L'équation suppose l'écoulement isentropique du réservoir à la section de passage A. pour l'écoulement à l'extérieur du gaz dans le canal. Pour l'écoulement à l'intérieur du cylindre. Les conditions à l'amont sont les conditions dans le canal. Pour l'écoulement sans choc dans le cylindre, on peut généralement suppose que la pression n au niveau de la section soit égale à la pression qui règne dans le cylindre. Sachant que l'énergie cinétique dans le cylindre est négligeable on ne distingue pas entre la pression d'arrêt et la pression statiques, cependant pour l'écoulement du cylindre sans choc, on égalise la pression au niveau de la section a la pression statique de la conduite ce qui donne des différences significatives par rapport a la pression d'arrêt.

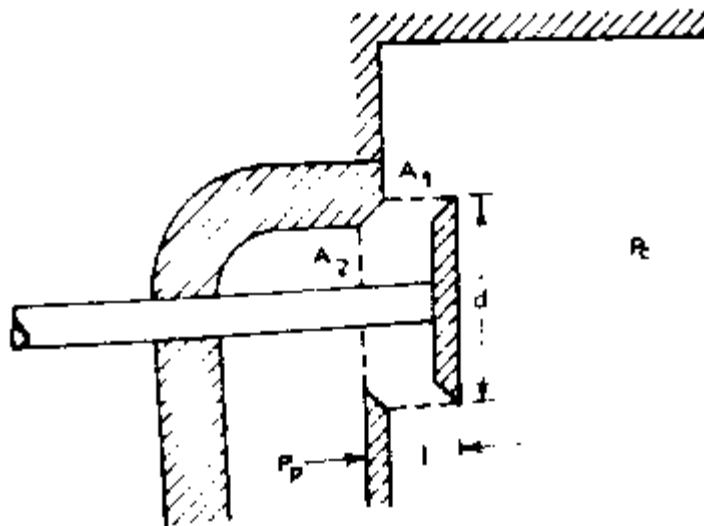


Figure n°20

$A_1 : \pi dl.$ $A_2 : \pi/4d^2.$ P_v : Pression a la soupape. P_p : Pression a Laval.

P_c : pression du cylindre. L : levée de soupape. d : diamètre de la soupape.

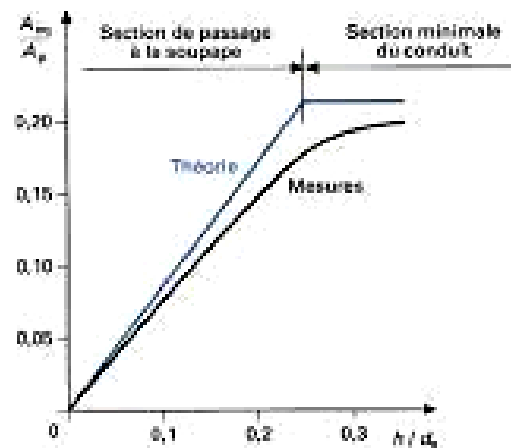


Figure n°21

VIII. Débit critique

L'apparition d'un débit critique d'un fluide monophasique compressible est une manifestation d'un phénomène complexe mettant en jeu les caractéristiques du fluide, la géométrie du conduit et les interactions entre fluide et paroi.

Parmi les caractéristiques du fluide, celles qui définissent son état thermodynamique jouent un rôle essentiel on choisit habituellement les variables intensives pressions et température. Le calcul pratique des fonctions d'état s'effectue par simple dérivation des que l'on connaît l'enthalpie libre de Gibbs $G(P, T)$ (fonction canonique) les interactions entre fluide et paroi sont généralement traduites par deux expressions, l'une pour le frottement et l'autre pour le transfert de chaleur à la paroi. On dit que l'on obtient un débit critique lorsque l'on atteint le débit maximum du fluide que permet son état thermodynamique en une section dite d'entrée du conduit. On peut moyennement schématiser l'écoulement à travers l'admission par une tuyère divergente connectée à deux réservoirs, celui situé à l'amont permet de régler la pression P_0 et la température T_0 l'entrée de la tuyère (entrée admission) avec celui situé à l'aval on règle la pression P_1 . Si on maintient les conditions d'entrée constantes, le débit du fluide croît si P_1 et décroît jusqu'à ce qu'elle atteigne une valeur extrême P_1' de P_1 et démené constante pour toute diminution ultérieure de P_1 , ceci rend avantageux d'ouvrir la soupape d'admission

avant le point théorique ‘‘O.S.A’’ au temps ou le piston continue sa descente créant ainsi une dépression augmentant le remplissage du cylindre. [15]

En effet l’étude menée par le professeur M.Giot à l’université catholique de Louvain montre que dans une tuyère convergente et divergente la détente subie par le fluide dans la partie convergente n’est pas modifiée par la diminution de la pression nécessaire pour obtenir le débit critique.

Le fluide subit une compression dans la partie divergente lorsque la pression intérieure donc P_1 est comprise entre P_0 pression d’entrée et la valeur extrême P_1' . Mais si on a ‘‘ $P_1' < P_1 < P_1''$ ’’ la détente se poursuit jusqu’en une section où apparaît un choc. Au delà de ce choc on constate l’existence d’une décompression. La position de la section dans laquelle apparaît le choc se situe entre le col et la sortie de la tuyère. Cette position est d’autant plus éloignée du col que la pression aval est plus faible. Il faut noter alors que pour l’écoulement avec choc, la pression au niveau de la section est indépendante de la pression à l’aval. Dès que le rapport des pressions ($P_d > P_u$) devient inférieur au rapport critique correspondant au col sonique, et a un écoulement sonique :

$$\left[\frac{P_d}{P_u} \right]_{\text{crit}} = \left[\frac{y}{y+1} \right]^{y/(y+1)} \quad [16]$$

Pour une soupape donnée le diamètre de la soupape et sa levée instantanée qui dépend du profil de la came et du rapport du culbuteur, déterminent l’aire de passage instantanée. Le profil de la came est mesuré au banc d’essai et introduit sous forme de table. Le coefficient de débit instantané est connu à partir de l’expérience [17] et est également introduit sous forme de table.

IX .Transfert de chaleur

Le problème des échanges thermiques entre les gaz et les parois d’une machine à piston ont été abordés par Nusselt en 1923. Depuis cette date de nombreuses formules

empiriques ont été proposées pour les coefficients d'échange dans les moteurs à allumage commande ou à allumage par compression. Les coefficients d'échange au moins ceux relatifs à la convection, possèdent un lien déduit de la similitude (Fig. n°22). Il est indispensable que ces coefficients introduits dans les expressions de l'énergie n'apportent pas de contradiction avec le premier principe de la thermodynamique. Pour un moteur à piston au cours d'une rotation élémentaire d'angle $\Delta\theta$ correspondant à un temps Δt , le premier principe s'écrit sous la forme :

$$\Delta U + \Delta W + \Delta E = \Delta Q$$

Ou :

ΔU : variation de l'énergie interne.

ΔW : variation de l'énergie cinétique.

ΔE : travail mécanique.

ΔQ : chaleur échangée avec le milieu ambiant.

L'échange de chaleur se fait par convection et par rayonnement et le terme ΔQ sous forme la plus générale s'écrit :

$$Q = h_c [T_p - T_g] + h_g \left[\left(\frac{T_p}{1000} \right)^4 - \left(\frac{T_g}{1000} \right)^4 \right] + h_f \left[\left(\frac{T_p}{1000} \right)^4 - \left(\frac{T_f}{1000} \right)^4 \right]$$

Ou : h_c, h_g, h_f coefficients de transfert de chaleur

Et T_p, T_g, T_f températures de paroi, des gaz et la flamme.

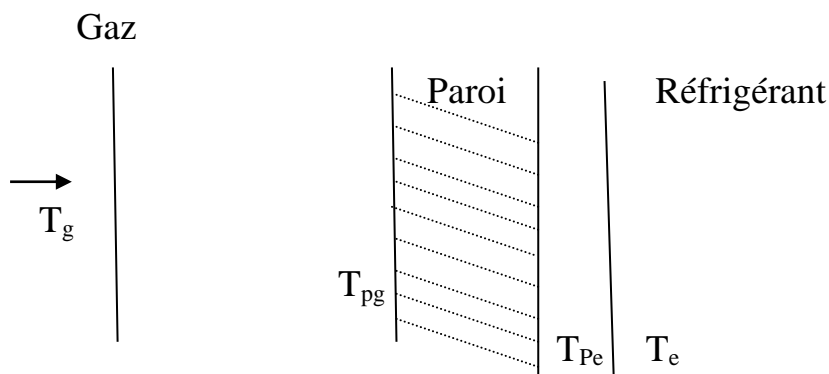


Figure n°22

T_g : Température instantanée de gaz. T_{pg} : Température paroi coté du gaz.

T_{pe} : Température paroi coté eau. T_e : Température eau.

Presque toutes les formules ont été établies pour rendre compte des échanges globaux de chaleur au cours du cycle moteur comprenant les phases d'aspiration, de compression, et d'échappement.

Du coté de l'aérodynamique interne les chambres combustion, dépourvues d'enceintes séparées (chambre dans piston, chambre de turbulence), permettent de négliger voisinage du point les variations de l'énergie cinétique du fluide moteur, induites par le déplacement du piston. L'équation du premier principe prend alors le forme :

$$\Delta U + \Delta W = h_c \cdot S [T_p - T_g] + h_g \cdot S \left[[T_p/1000]^4 - [T_g/1000]^4 \right]$$

On négligeant le terme radiatif propre aux moteurs Diesels, les transferts de chaleur par convection s'expriment par :

$$dQ/dt = h^* \cdot S (T_{gaz} - T_{paroi}).$$

Ou h^* = coefficient de transfert de chaleur moyen a l'interface gaz-paroi.

S = surface de la paroi considérée.

T_{gaz} = température instantanée des gaz.

T_{paroi} = température moyenne de la paroi coté gaz.

Calcul

X.1.Coefficient de transfert

On a retenu pour calcul de h^* la formules de Woshni qui concorde de façon satisfaisante avec l'expérience : [18]

$$h^* = 110 D^{-0.2} P^{0.8} T^{0.8} [C_1 \cdot V_m \cdot P + C_2 \cdot V_t \cdot T_1 / P_1 \cdot V_1 (P - P_0)]^{0.8}$$

ou h^* : coefficient de transfert [Kcal/m²h K] [19]

D : alésage. [m]

V_{mp} : vitesse moyenne du piston. [m/s]

V_t : volume total au point mort bas. [m³]

P_1, V_1 : paramètres d'état du gaz à un instant de phase de compression.

P_0 : pression instantanée sans combustion. $[\text{kgf/cm}]^3$

Les coefficients C_1 et C_2 valent respectivement :

$$C_1 = \begin{cases} 6.28 & \text{en phase d'admission, d'échappement.} \\ 2.8 & \text{Pendant le reste de cycle} \end{cases}$$

$$C_2 = \begin{cases} 0 & \text{en phase d'admission, d'échappement et de compression.} \\ 3.24 & \text{en phase de combustion et de détente.} \end{cases}$$

X .2.Calcul des surfaces

La chambre de combustion est divisée en cinq zones (cinq "parois") :

- Soupape d'admission.
- Soupape d'échappement.
- Piston.
- Chemise.
- Culasse.

Chaque surface est à température uniforme constante au court du cycle. La chemise, le piston et la culasse sont "mouillées" par les gaz brulés selon une surface qui dépend de ces derniers brûlés et de l'excentricité de la bougie.

Krieger [37] a montré que cette hypothèse est importante à faible charge. Les soupapes d'admission et d'échappement sont baignées proportionnellement au volume des gaz brulés.

XI. Loi de dégagement l'énergie

$$M_b = f(t, \text{paramètres moteurs}).$$

$$dM_b/dt = f'(t, \dots\dots\dots).$$

CHAPITRE VI

Modélisation de la loi de dégagement d'énergie

I. Définition

La phase de combustion peut être caractérisée par l'évolution en fonction du temps de la libération de l'énergie contenue dans le combustible, c'est ce qui est connu sous le nom de "loi de dégagement de chaleur".

Dans tous les modèles il faut avoir recours à un ajustement de coefficients semi-empiriques, tenant compte du milieu fortement turbulent de la chambre de combustion pour obtenir des résultats cohérents.

II. Analyse de la combustion

On cherche à trouver l'évolution de la fraction brûlée au cours du temps et la vitesse de dégagement de l'énergie, en utilisant le digramme de pression relevé expérimentalement à des données géométriques du moteur, et les conditions d'essai à savoir le régime de rotation, le remplissage, la richesse, l'avance à l'allumage, le taux de recyclage etc.....

Le programme d'analyse présenté plus loin se sert des hypothèses formulées pour le programme de simulation. Le programme d'analyse pour l'intermédiaire des données fournies directement à l'ordinateur, calcule la fraction brûlée à partir du digramme de pression. Le programme de simulation calcule la loi de pression à partir de la loi de dégagement de l'énergie.

Le programme d'analyse ne tient pas compte des phases d'admission et d'échappement et utilise le même système d'équations que le programme de simulation. Le programme d'analyse nous permet d'avoir directement la fraction massique de gaz brûlés X :

$$X = M_b / M \text{ ce qui donne } M_b$$

$$M_b : \text{ masse de gaz brûlés. [20]}$$

Et sa dérivée par rapport au temps qui est la vitesse de dégagement de l'énergie.

$$Y = 1/M \, d(M_b)/dt \quad [21]$$

Les valeurs de X et Y sont présentées sous forme de courbe et de tableaux de valeurs numériques.

L'angle ou 50% de masse a brûlé caractérise la courbe de fraction brûlé. On l'appelle CA 50 [dv].

Les résultats de cette analyse expérimentale sont utilisés dans programme simulation.

Seulement il faut une représentation mathématique de la fraction brûlée en fonction des paramètres moteurs.

III. Présentation de quelques modèles de dégagement d'énergie

1 $1/M d(Mb)/dt = cte$

2 $1/M d(Mb)/dt = 2/t_c [1-t/t_c]$ avec $t_c =$ durée de combustion

3 $1/M d(Mb)/dt = 2/t_c [1-t/t_p] \exp [2/3 t/t_p]$ 3 avec $t_p =$ temps du maxi de dp/dt [22]

4 $1/M d(Mb)/dt = f(\sin t \text{ ou } \cos t)$

5 Modèle de Watson

$$X = f [1 - (1 - t^{A1})^{B1}] + (1 - f) [1 - e^{-A1.T.B2}] \quad [23]$$

6 Modèle Ahmed

$$X = f [1 - e^{-A1.T.B1}] + (1 - F) [1 - e^{A2.T.B2}]$$

L'origine des temps étant prise au débit de la combustion.

7 modèle Arrhenius

$$dy/dt = -Y B^n \exp (-E/R.T)$$

Avec : Y = fraction massique

$$n : \text{ordre de la réaction} \quad [24]$$

La comparaison de ces différentes lois avec les diagrammes des fractions massiques de combustion montre que seuls les trois derniers modèles s'approchent de la réalité. C'est un modèle de WIEBE qui permet de remédier à ces carences, et de fournir d'une façon claire et juste la forme de la courbe de vitesse de dégagement d'énergie.

On se propose de caractériser la vitesse de dégagement d'énergie par trois caractéristiques : forme, position, et hauteur.

La forme de la loi de combustion $X=f(t)$ et les conditions aux limites imposent les conditions suivantes :

- a. la fonction f s'annule à un instant donné.
- b. La fonction f est tangente à l'axe des temps au même instant.
- c. La fonction f est asymptotique a une droite d'ordonnée 1 lorsque le temps croit.

Ces trois conditions suggèrent l'utilisation d'une forme analytique du type : "modèle de WIEBE".

Les courbes répondent exactement aux conditions citées pour la loi de combustion $X = f(t)$ et dX/dt .

$$X = C_4 \cdot [1 - 1/\exp(C_2 \cdot Y^{C_1+1})] \quad [25]$$

Avec : Y : temps adimensionnel $Y=0$ début de combustion
 $Y=1$ fin de combustion

X : fraction brûlée

C_4 : coefficient de rendement de combustion. ($C_4 \leq 1$)

C_1, C_2 : coefficient de forme de la courbe de fractions brûlée.

La vitesse de dégagement d'énergie est obtenue en dérivant par :

$$dX/dY = C_4 \cdot C_2 \cdot (C_1+1) \cdot Y^{C_1} \cdot \exp[-C_2 \cdot Y^{(C_1+1)}] \quad [26]$$

Pour obtenir la vitesse en terme de fraction d'énergie dégagée degré de vilebrequin (CA) on introduit le facteur d'échelle $C_3 = dY / d CA$

L'expression devient alors : $dX/dCA = C_3 \cdot C_4 \cdot C_2 (C_1+1) Y^{C_1} \exp [-C_2 Y^{C_1+1}]$

Pour utiliser cette relation, il faut au préalable transformer les abscisses adimensionnelles Y en abscisse exprimées en degré de vilebrequin. En revenant a l'expression de X on définit l'abscisse adimensionnelle Y_{50} du point 50% brûlé. On a :

$$0.50 = C_4 [1 - 1/\exp(C_2 Y_{50}^{C_1+1})]$$

$$D'où : Y_{50} = [1/C_2 \cdot \log (1 - 0.5/C_4)]^{1/(C_1+1)}$$

On peut alors écrire : $Y = C_3 \cdot (CA - CA_{50}) + Y_{50}$ [27]

Il faudrait trouver des corrélations expérimentales entre les paramètres C_1, C_2, C_3, C_4 et les paramètres de fonctionnement du un ajustement au sens des moindres carrés d'une loi de "WIEBE" sur toute les lois anamorphosées fournit pour une chambre cylindrique.

$$C_1 = 2.53$$

$$C_2 = 1$$

$$C_3 = 0.0299$$

$$C_4 = 0.966$$

Cet ajustement est fournit par B Leduc, et est tiré d'un programme dont le nom de code est Gaushau, développé a l'université Wisconsin L'écart type de l'ajustement est de l'ordre de $1.5 \cdot 10^{-3}$, soit environ 3.5 % de la vitesse maximale (H L C). la vérification de ces valeurs en utilisant nos valeur expérimentales a été réalisé par un logiciels dont le nom de code est GRAPH et qui donne les valeurs suivantes :

$$C_1 = 2.54$$

$$C_2 = 1$$

$$C_3 = 0.0289$$

$$C_4 = 0.9599$$

Il s'avère maintenant que deux éléments sont nécessaires l'utilisation de la loi de forme à savoir :

1/H L C : hauteur de la loi de dégagement d'énergie.

2/CA50 : position du vilebrequin au point 50% brulé.

L'anamorphose est faite sur la valeur de 0.04 de H.L.C. a l'utilisation on recalcule le facteur d'échelle qu'on appelle : $C_{3S} = C_3 \cdot H L C_s / 0.04$

Ce qui donne : $Y = C_{3S} (CA - CA_{50S}) + Y_{50}$ et :

$$\left(\frac{dX}{dCA}\right)_S = C_{3S} \cdot C_4 \cdot C_2 (C_1 + 1) \cdot Y C_1 \cdot \exp[-C_2 \cdot Y^{(C_1 + 1)}]$$

La simulation nécessite la connaissance de la variation de H L C et CA50 en fonction des paramètres caractéristiques des essais correspondants.

Pour cela on retrouve l'influence de chaque paramètre sur H L C et CA50.
 Les paramètres utilisés sont : l'avance, la richesse, le régime, et les gaz résiduels.

IV.1.Modèle de hauteur H L C

$$10^{-3} \cdot H L C = -149.35 + 0.8769(AV) + 47.652(TAUX) - 73.81 (TAUX)^2 + 6.899(RPM 10^{-3}) - 2.401 (RPM 10^{-3})^2 + 2.888.736 (RICH) - 113 (RICH)^2 - 1.59.89$$

(Gaz résiduels).

IV.2. Modèle de position CA50

$$CA50 = 560.87 - 1.170(Av) - 130.99(TAUX) + 94.5 (TAUX)^2 + 0.259(RPM 10^{-3}) + 0.85 (RPM 10^{-3})^2 - 218.5 (RICH) + 92(RICH)^2 + 51.48 (\text{gaz résiduel}) + 190(\text{gaz résiduel}). \quad [28]$$

IV.3.Modèle de forme

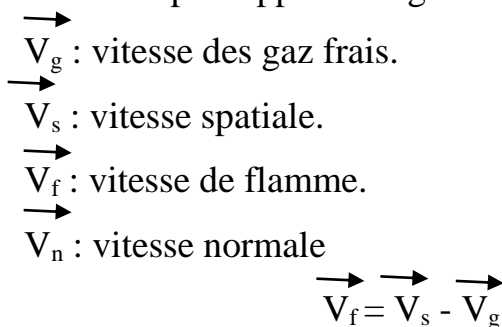
$$X = 0.966 + \exp(-Y^{3.53})$$

$$dX/d CA = 0.102 Y^{2.53} \exp(-Y^{3.53}) \quad [29]$$

V. Vitesse de propagation de la flamme

V.1.Définition

La vitesse fondamentale d'une flamme ou vitesse normale de propagation est la vitesse du front de flamme par rapport aux gaz frais, profitée sur la normale au front de la flamme.



Si les conditions de l'écoulement sont laminaires appelée vitesse fondamentale laminaire.

VI .Influence des certains facteurs sur la vitesse laminaire du méthane

VI .1.Influence de la richesse La vitesse fondamentale est maximale pour un mélange légèrement riche et la diminution de la vitesse fondamentale.

VI.2. Influence de la température initiale Une augmentation de la température initiale s'accompagne d'un accroissement de la vitesse fondamentale.

$$V_{ni} = V_{n0} \cdot T_i/T_a$$

VI.3. Influence de la pression On observe généralement une diminution de la vitesse de propagation avec la pression.

VI.4. Influence du taux de CO₂

Mélange 1 : CH₄ + air

Mélange 2 : CH₄ + air + 1/2 CO₂ (X CO₂/X CH₄) = 1/2

Mélange 3 : CH₄ + air + CO₂ (X CO₂/X CH₄) = 1

On retrouve les résultats expérimentaux suivant :

$$V_1 \text{ (mélange 1)} = 0.42$$

$$V_2 \text{ (mélange 2)} = 0.20$$

$$V_3 \text{ (mélange 3)} = 0.18.$$

VII. Vitesse du front de flamme

Pour calculer la vitesse du front de flamme, on multiplie la vitesse laminaire V_1 par le facteur de turbulence FSR (flamme speed ratio) :

$$V_s = V_1 \cdot \text{FSR}$$

VIII. Vitesse laminaire V_1

VIII. 1. Formulation de METGHALCHI et KECK

$$V_1 = V_0 [T/T_0]^\alpha \cdot [P/P_0]^\beta$$

$$\alpha := -0.7 \text{ (richesse)} + 2.83$$

$$\beta := -0.75 \text{ (richesse)}^2 + 0.15 \text{ (richesse)} - 0.17$$

VIII. 2. Formulation basée sur la théorie de Semenov

$$V = n_1 T_0/N_2 [T_F^{4.9} \cdot K \cdot e^{-E/RT_F} / (T_F - T_0)^3]^{1/2}$$

CHAPITRE VII

Résultats expérimentaux

I. Introduction :

On présentera ici les différents résultats expérimentaux sur le banc d'essai du moteur A E N L monocylindrique a allumage commandé, alimenté par l'installation d'alimentation en "CH₄ et CO₂ ".

On présentera aussi l'influence des différents paramètres sur fonctionnement du moteur au biogaz.

Les résultats expérimentaux sont recueillis à l'ordinateur directement a la table traçante pour les courbes, a l'aide des programmes d'acquisitions élaborés a cet effet (voir partie programme). Pour une meilleur fiabilité des résultats expérimentaux on a porté toutes les mesures sur dix acquisitions chacune.

II. paramètre série de mesures (comprenant quatre d'essais)

II. 1.Essai moteur A.E.N.L N°1

Carburant	: méthane pur
Régime de rotation du moteur	: 2000.000 tr/min
Richesse de mélange carburé	: 0000.800
Remplissage	: 0000.739
Angle de 50% des brulés	: 0.388.000 dv
Hauteur de la loi de combustion	: 0000.0.25 1/dv
Force mesurée	: 0011.100 N
Pression moyenne indiquée	: 0006.332 bar
Pression moyenne de frottement	: 0002.794 bar
Pression moyenne effective	: 0003.538 bar

II. 2.Essai moteur A.E.N.L N°2

Carburant	: méthane pur
Régime de rotation du moteur	: 2000.000 tr/min
Richesse de mélange carburé	: 0001.075
Remplissage	: 0000.638
Angle de 50% des brulés	: 0.385.000 dv
Hauteur de la loi de combustion	: 0000.025 1/dv
Force mesurée	: 0013.300 N
Pression moyenne indiquée	: 0006.639 bar
Pression moyenne de frottement	: 0002.399 bar
Pression moyenne effective	: 0004.239 bar

II. 3. Essai moteur A.E.N.L N°3

Carburant	: méthane pur
Régime de rotation du moteur	: 2200.000 tr/min
Richesse de mélange carburé	: 0001.290
Remplissage	: 0000.632
Angle de 50% des brulés	: 0.395.000 dv
Hauteur de la loi de combustion	: 0000.018 1/dv
Force mesurée	: 0011.100 N
Pression moyenne indiquée	: 0005.845 bar
Pression moyenne de frottement	: 0002.306 bar
Pression moyenne effective	: 0003.538 bar

II. 4. Essai moteur A.E.N.L N°4

Carburant	: méthane pur
Régime de rotation du moteur	: 2000.000 tr/min
Richesse de mélange carburé	: 0001.290
Remplissage	: 0000.632
Angle de 50% des brulés	: 0.395.000 dv
Hauteur de la loi de combustion	: 0000.018 1/dv
Force mesurée	: 0011.100 N
Pression moyenne indiquée	: 0005.845 bar
Pression moyenne de frottement	: 0002.306 bar
Pression moyenne effective	: 0003.538 bar

III. Deuxième série de mesures (comprenant deux groupes de mesures)

Pour chaque groupe d'essais on a travaillé pour quatre vitesses de rotation. Soient 1800, 2000, 2500, 2800 tr/min. cette série de mesures sera présentée sous forme de listing chaque listing comprend d'une part un tableau des conditions fonctionnement ainsi que le calcul des grandeurs indiquées effectives du moteur.

Ensuite apparait le tableau du calcul des lois de dégagement l'énergie avec le calcul de CA50, HLC et la pression maximale. Chaque fichier de pressions correspondant a un point fonctionnement est un fichier moyen.

En effet la dispersion cyclique observée dans l'acquisition des pressions influe sensiblement les résultats.

La moyenne a été alors réalisée sur dix acquisitions, pour être plus fiable es plus près de la réalité. Chaque listing est accompagné de deux graphiques :

Un graphique donne l'évolution de la pression en fonction de la position du piston pour le cycle moyen. L'autre donne le digramme pression-volume pour même cycle moyen.

III.1. Groupe de mesure

Biogaz : 80 % CH₄ 20 % CO₂

Chaque point de fonctionnement est obtenu en :

- 1- Fixant une vitesse de rotation (par action sur le frein).
- 2- Etablissant une charge (force lue a la balance) pour obtenir cette charge on a joué simultanément sur l'ouverture du papillon des gaz et sur le choc (volet d'air).

Remarque 1- la pression d'alimentation du gaz (donc en amont du moteur) a été maintenue constante durant tous les essais a une valeur de 0.5 bars (relatif).
2- Le thermocouple étant hors d'usage lors des essais on a donné une valeur approximative a la température d'échappement pour tout les points de fonctionnement " $T_{\text{échapp}} = 500 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ".

Biogaz 80 % CH₄

Essai N°01

Pression dans la chambre (bar)

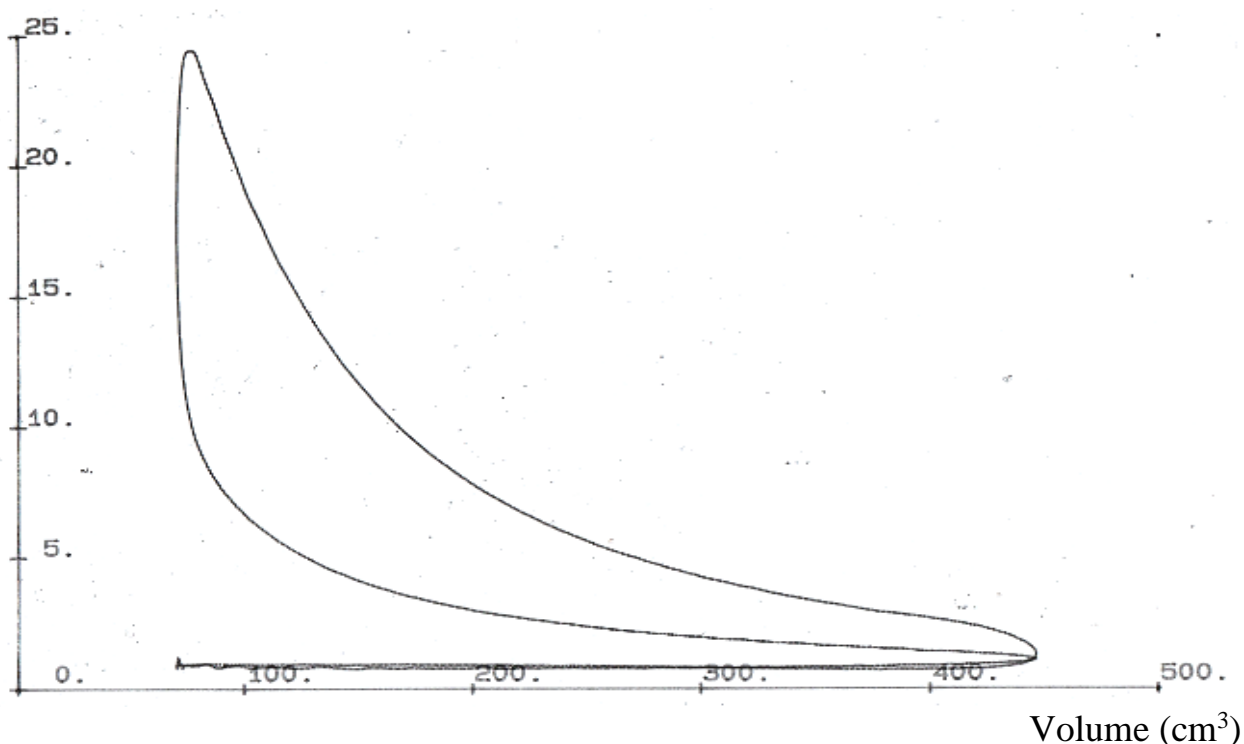
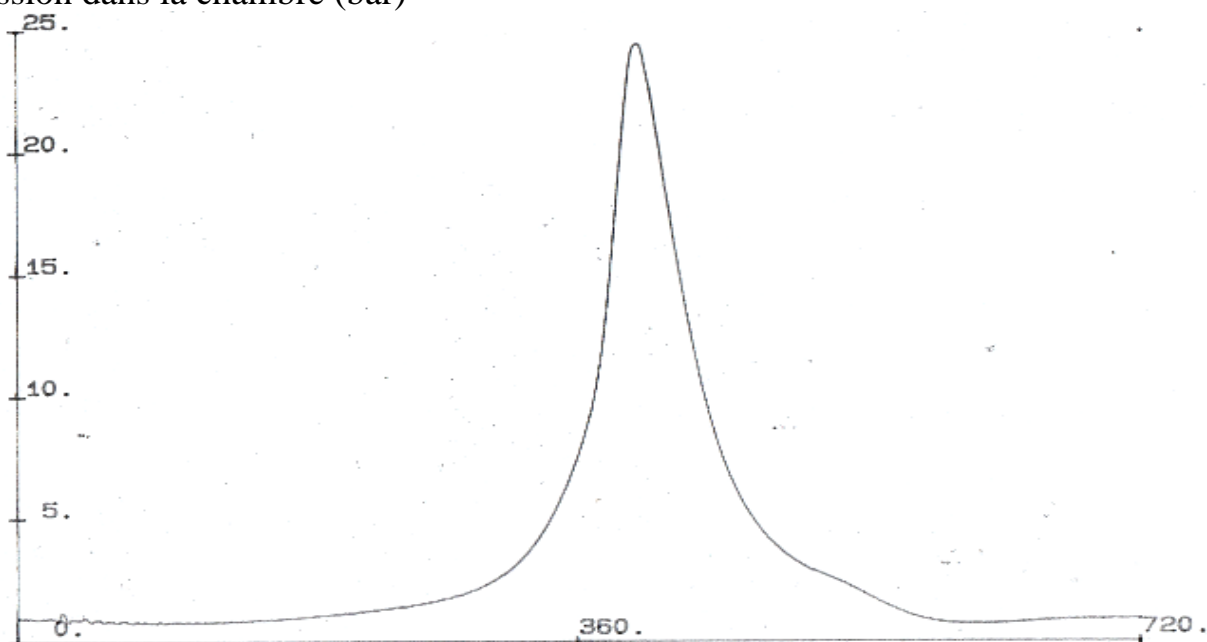


Figure n° 23 : Cycle Moyen de pression : essai N°1

RPM [tr/min] : 2500. PME [bar] : 2.7. Couple [NM] :8. Rend global [%] : 15.17.
 Puissance [w] : 2125 Richesse : 0.77 PMI [bar] : 4.5923 CSE [g/kwh] : 593.

Pression dans la chambre (bar)



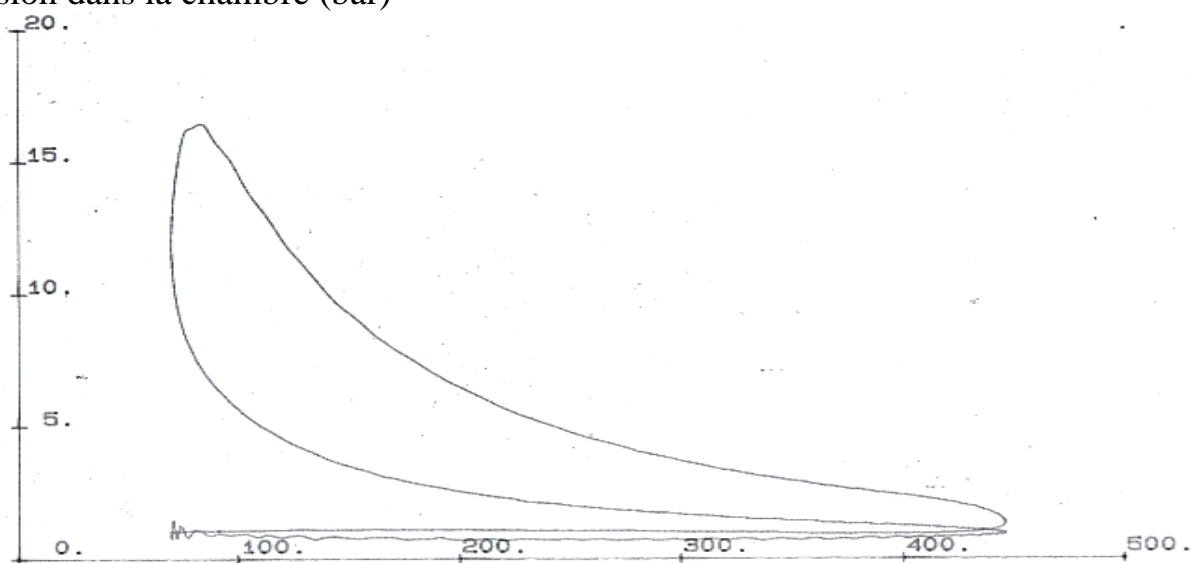
Angle de Vilebrequin

Figure n° 24 : Cycle Moyen de pression : essai N°1

RPM [tr/min] : 2500. PME [bar] : 2.7. Couple [NM] :8. Rend global [%] : 15.17.
 Puissance [w] : 2125 Richesse : 0.77 PMI [bar] : 4.5923 CSE [g/kwh] : 593.

Essai N°02

Pression dans la chambre (bar)

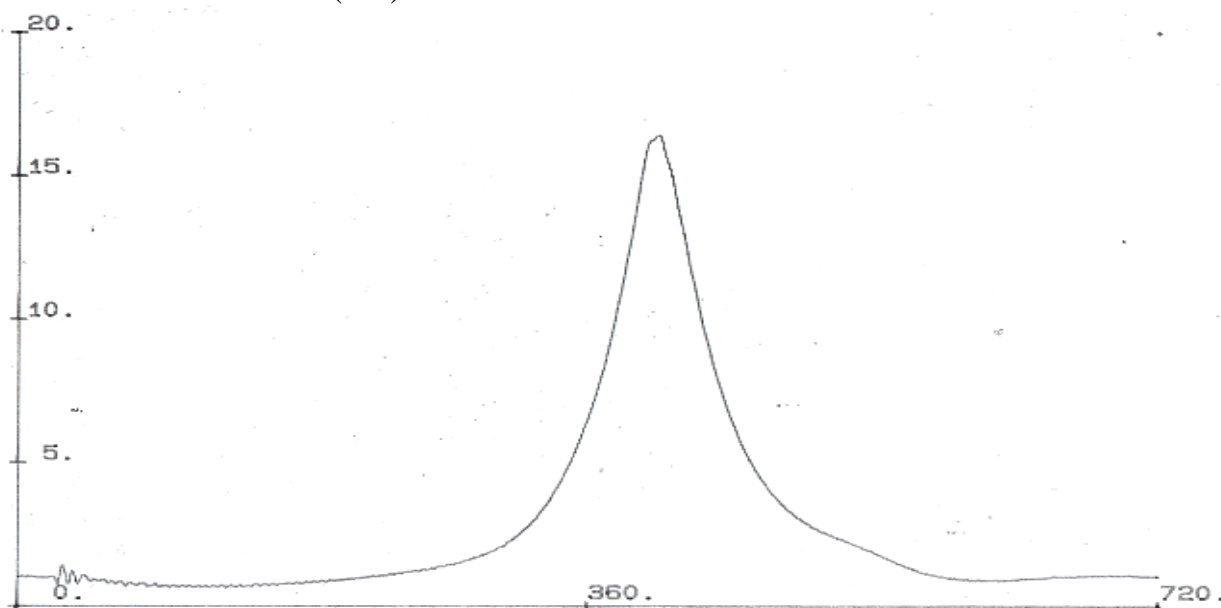


Volume (cm³)

Figure n° 25 : Cycle Moyen de pression : essai N°2

RPM [tr/min] : 2800. PME [bar] : 1.7. Couple [NM] :5.3. Rend global [%] : 10.838.
 Puissance [w] : 1540 Richesse : 0.7 PMI [bar] : 3.2728 CSE [g/kwh] : 830.

Pression dans la chambre (bar)



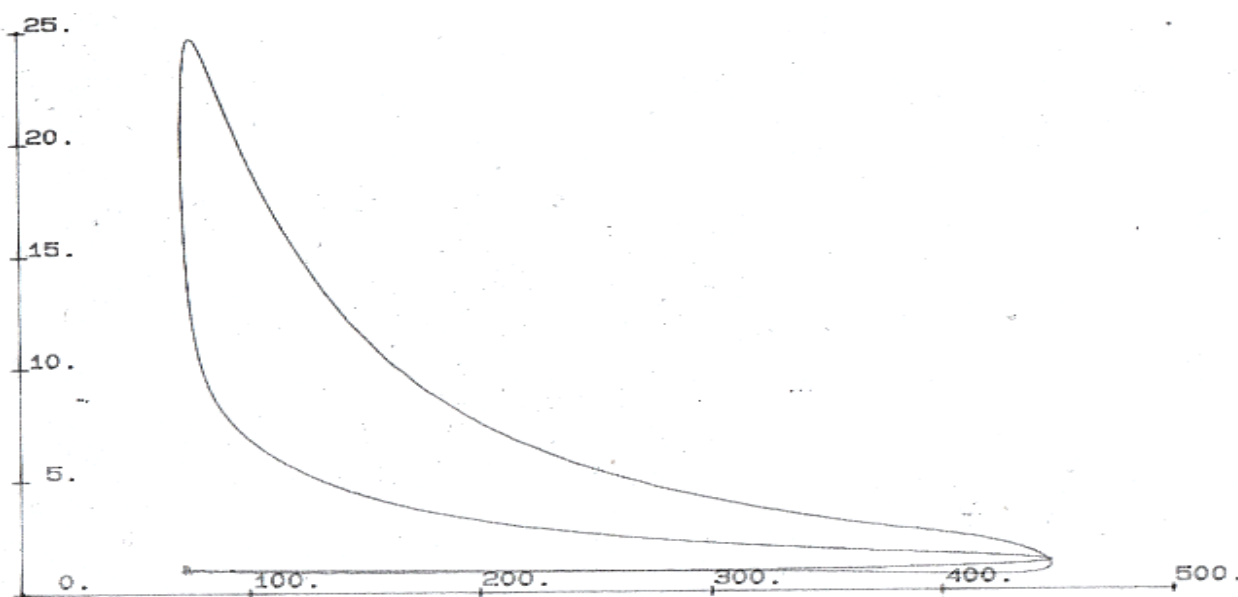
Angle de Vilebrequin

Figure n° 26 : Cycle Moyen de pression : essai N°2

RPM [tr/min] : 2800. PME [bar] : 1.7. Couple [NM] :5.3. Rend global [%] : 10.838.
 Puissance [w] : 1540 Richesse : 0.7 PMI [bar] : 3.2728 CSE [g/kwh] : 830.

Essai N°03

Pression dans la chambre (bar)



Volume (cm³)

Figure n° 27 : Cycle Moyen de pression : essai N°3

RPM [tr/min] : 2000. PME [bar] : 2.8. Couple [NM] : 8.4. Rend global [%] : 12.635
 Puissance [w] : 1750 Richesse : 0.74 PMI [bar] : 4.131 CSE [g/kwh] : 712.

Pression dans la chambre (bar)

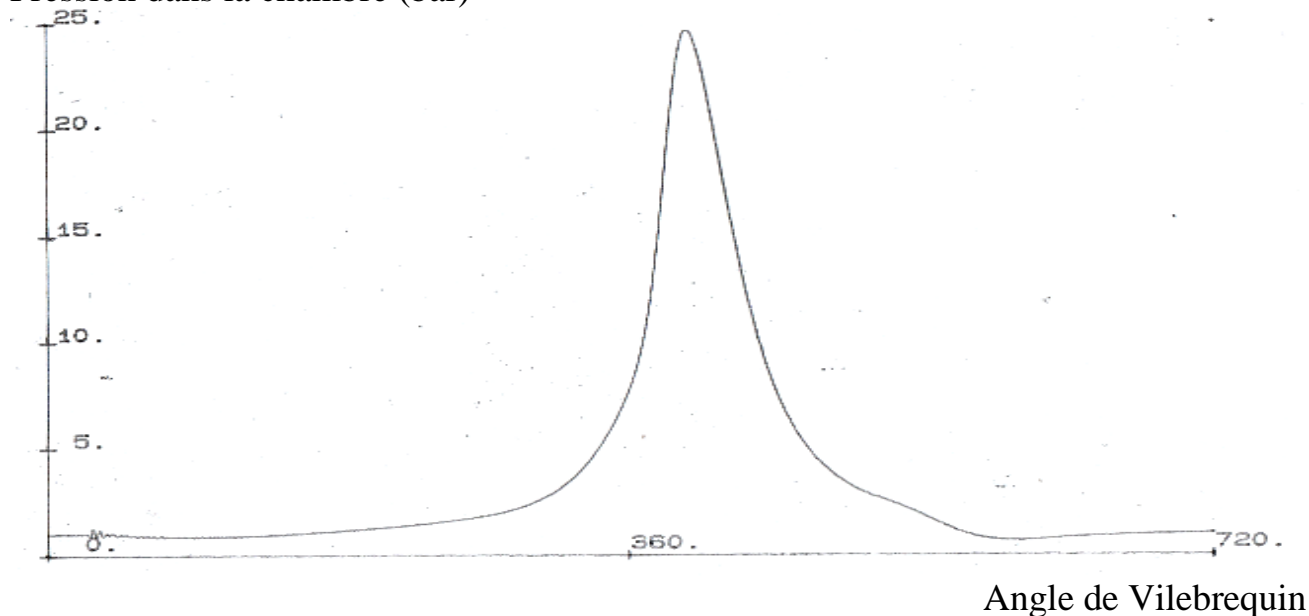


Figure n° 28 : Cycle Moyen de pression : essai N°3

RPM [tr/min] : 2000. PME [bar] : 2.8. Couple [NM] : 8.4. Rend global [%] : 12.635
 Puissance [w] : 1750 Richesse : 0.74 PMI [bar] : 4.131 CSE [g/kwh] : 712.

Essai N°04

Pression dans la chambre (bar)

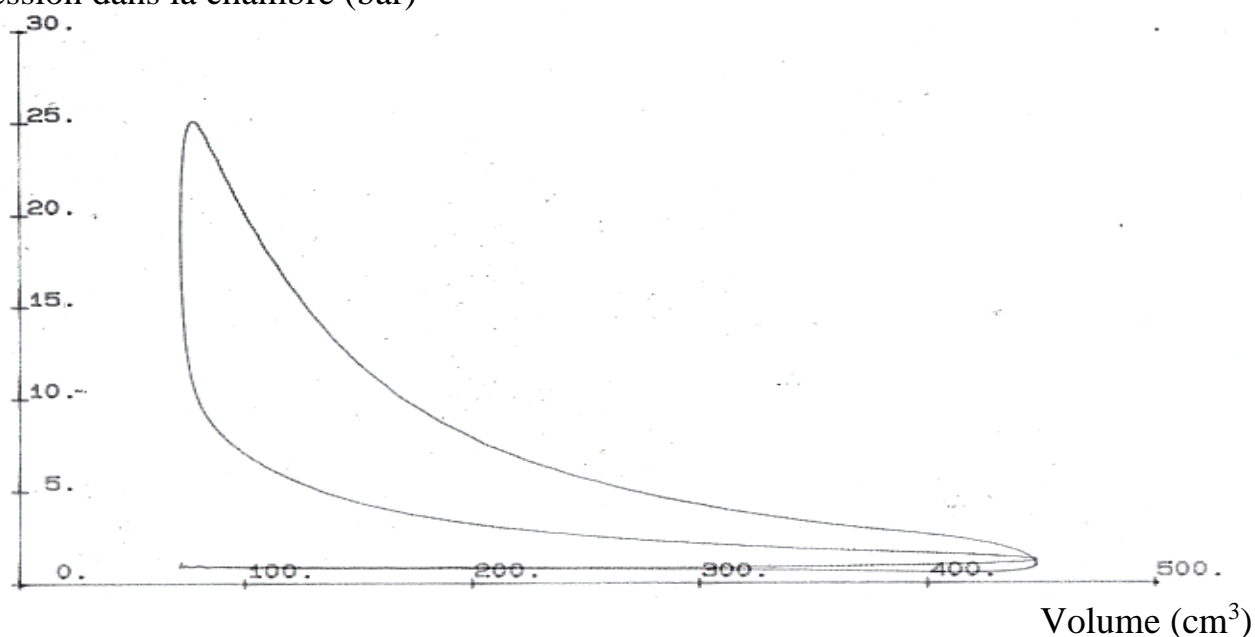


Figure n° 29 : Cycle Moyen de pression : essai N°4

RPM [tr/min] : 2000. PME [bar] : 3.1. Couple [NM] : 9.5. Rend global [%] : 15.273
 Puissance [w] : 2000 Richesse : 0.75 PMI [bar] : 4.3274 CSE [g/kwh] : 589.

Pression dans la chambre (bar)

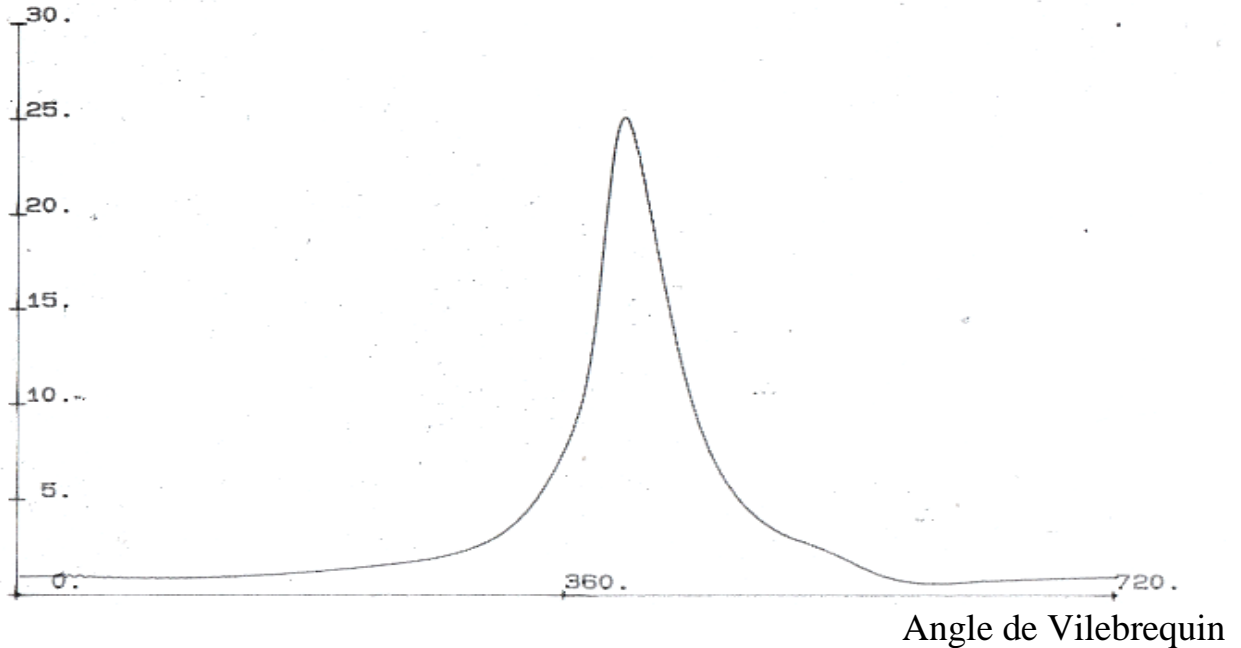


Figure n° 30 : Cycle Moyen de pression : essai N°4

RPM [tr/min] : 2000. PME [bar] : 3.1. Couple [NM] : 9.5. Rend global [%] : 15.273
 Puissance [w] : 2000 Richesse : 0.75 PMI [bar] : 4.3274 CSE [g/kwh] : 589.

Essai N°05

Pression dans la chambre (bar)

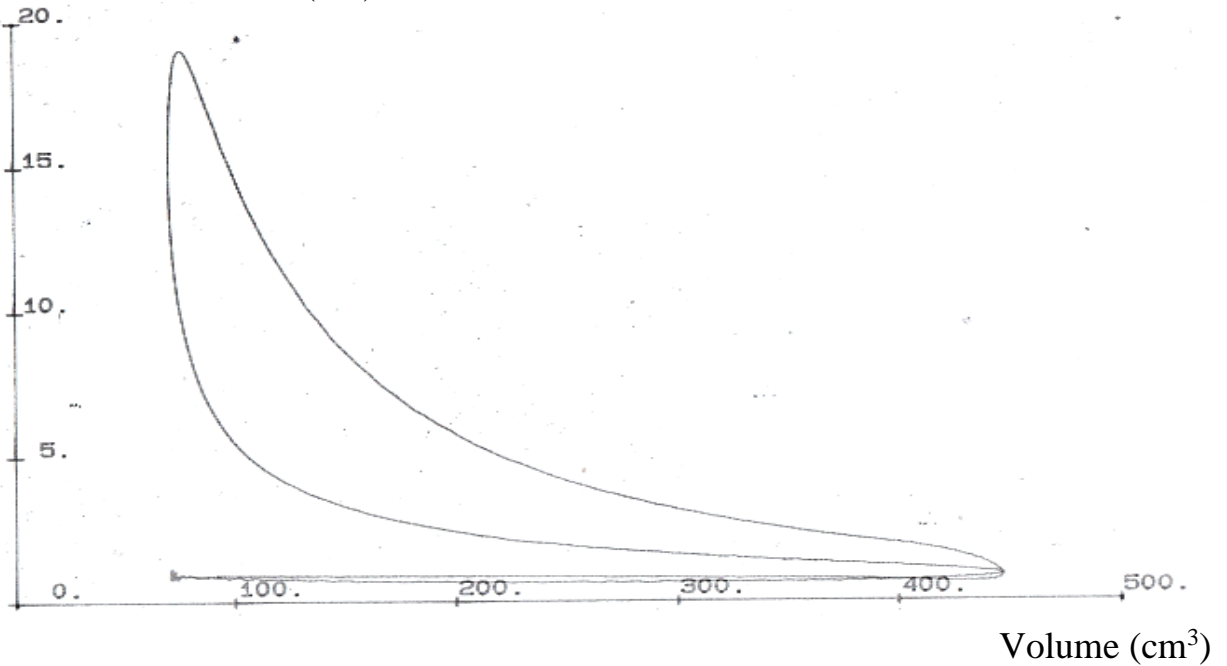


Figure n° 31 : Cycle Moyen de pression : essai N°5

RPM [tr/min] : 2000. PME [bar] : 1.9. Couple [NM] : 5.7. Rend global [%] : 7.453
Puissance [w] : 1200 Richesse : 1.25 PMI [bar] : 3.0949 CSE [g/kwh] : 1207.

Pression dans la chambre (bar)

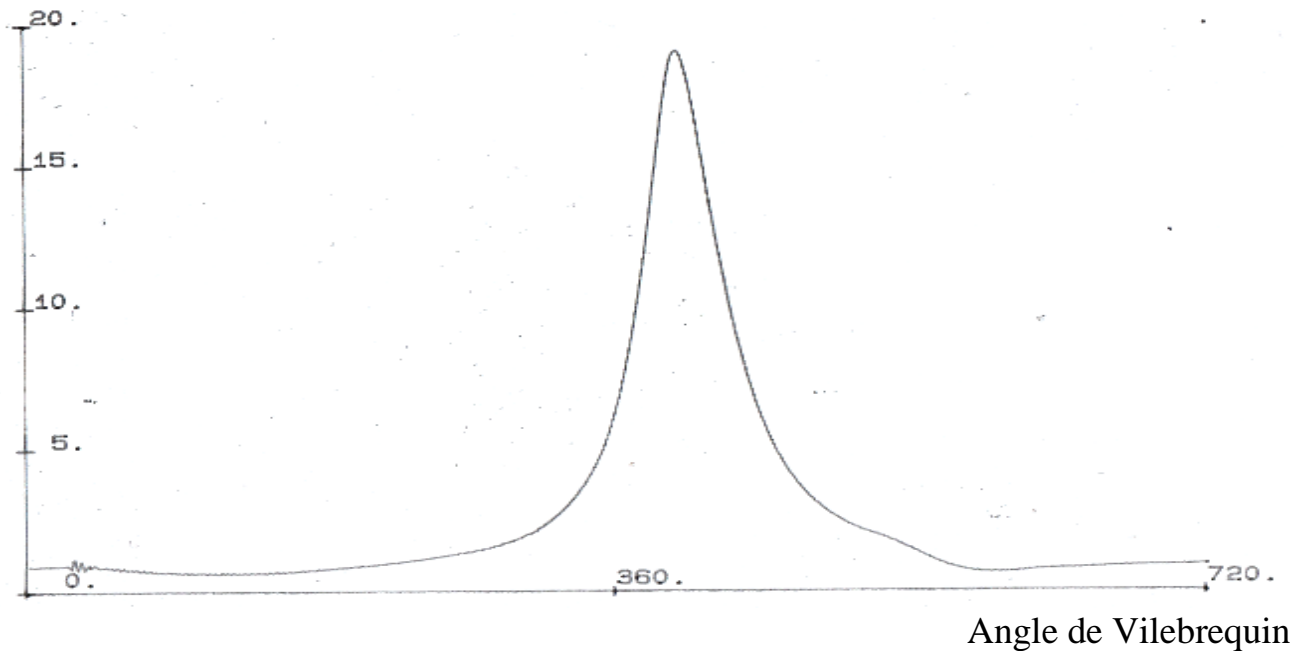


Figure n° 32 : Cycle Moyen de pression : essai N°5

RPM [tr/min] : 2000. PME [bar] : 1.9. Couple [NM] : 5.7. Rend global [%] : 7.453
Puissance [w] : 1200 Richesse : 1.25 PMI [bar] : 3.0949 CSE [g/kwh] : 1207.

CHAPITRE VIII

Résultats de la simulation

I. Résultats de la simulation

Données géométriques

Alésage (cm)	7.60
Course (cm)	8.40
Longueur de la bielle (cm)	15.90
Taux de compression	9.60
Surface du piston (cm ²)	65.30
Surface de la culasse (cm ²)	45.50
Surface de la chemise (cm ²)	19.00
Excentricité de la bougie	0.50

Calcul de la Distribution

Angle ouverture admission (degré vilebrequin)	770
Angle fermeture admission (degré vilebrequin)	1020
Angle ouverture échappement (degré vilebrequin)	450
Angle fermeture échappement (degré vilebrequin)	730

Conditions Opératoires

Régime de rotation (tr/min)	2000
Richesse du mélange admis	1.20
Richesse du mélange carbure	900
Remplissage d'air impose	360
Température du mélange admis (k)	303
Température des gaz d'échappement (k)	900
Masse totale enfermée (g)	0.220
Fraction de masse de gaz résiduels	0.047
Température de piston (k)	500
Température de la culasse (k)	500
Température de la chemise (k)	500
Masse molaire du carburant (g)	104
Pouvoir calorifique inférieur (cal/g)	10200
Pression d'admission (kg/cm ²)	0.7
Pression d'échappement (kg/cm ²)	1000
Composition du carburant	C 7.00 H 14.00 O 0.00 N 0.00

Soupape d'admission		Soupape d'échappement	
Levée / Diamètre	Coef. De débit	Levée / Diamètre	Coef. De débit
0.0	0.9	0.00	0.530
0.04	0.733	0.04	0.518
0.08	0.579	0.08	0.674
0.120	0.572	0.120	0.552
0.150	0.529	0.160	0.677
0.200	0.555	0.200	0.525

Résultats de la simulation

Chaleur introduite (cal/cycle)	85.61
Enthalpie admission (cal/cycle)	5.83
Enthalpie échappement (cal/cycle)	77.57
Energie introduite	83.40
Pression moyenne indiquée (kg/cm ²)	2.72
Rendement indiqué (%)	29.70
Consommation spécifique indiquée	219.60
Chaleur cède aux parois	29.80
Température d'échappement (degré Celsius)	877
Pression max des gaz (kg/cm ²)	13.60
Température max des gaz frais (k)	1570
Température max des gaz brûlés (k)	2381.6

II. Comparaison Essence-biogaz

Le présent paragraphe représente une première approche de l'estimation des performances du moteur AENL fonctionnant au biogaz.

Pour cela, une comparaison, en simulation pure, est effectuée entre le fonctionnement à l'essence et le fonctionnement au biogaz.

Cette comparaison porte sur la pression moyenne indiquée, qui est la grandeur la plus représentative du cycle et qui traduit donc le mieux le processus de combustion.

Le principe utilisé ici est de comparer les caractéristiques de PMI pour les deux combustibles en faisant l'hypothèse que la seule différence entre les deux combustibles en faisant l'hypothèse que la seule différence entre les deux cas sont précisément le changement de combustible.

Pour ce faire on a procédé à une simulation-essence en se plaçant dans les conditions suivantes :

- Vitesse de rotation : variant de 1600 à 3400 t/min
- Richesse : 1
- Remplissage : 0,8
- Température d'admission : 25 °C
- Rapport volumétrique : 6,358
- HLC : 0,04 (V⁻¹)
- CA50 : 368 (V)

C'est-à-dire des conditions proches du fonctionnement en pleine admission.

Ensuite on a effectué une simulation- biogaz en faisant l'hypothèse que le volume de mélange admis dans le cylindre est le même que dans le cas de l'essence.

Donc, la seule modification dans les conditions de fonctionnement va intervenir au niveau du remplissage (puisque, toutes autres choses égales, en mélange stœchiométrique, le biogaz va occuper un volume beaucoup plus important que l'essence).

Le calcul du remplissage – biogaz correspondant à un remplissage - essence donné se fait de la façon suivante :

Le volume total de mélange admis dans le cylindre, V_{tot} , vaut :

$$V_{\text{tot}} = V_{\text{air}} + V_e$$

Où V_{air} = volume d'air

V_e = volume d'essence

$$\Rightarrow V_{\text{tot}} = \frac{m_{\text{air}}}{\rho_{\text{air}}} + \frac{m_e}{\rho_e}$$

Où m_{air} , m_e = masses d'air et d'essence admises

ρ_{air} , ρ_e = masse volumiques de l'air et de l'essence.

Où le remplissage en air, REMP, vaut :

$$\text{REMP} = \frac{m_{\text{air}}}{\rho_{\text{air}} \cdot V_c}$$

$$\Rightarrow m_{\text{air}} = \text{REMP} \cdot \rho_{\text{air}} \cdot V_c$$

Où V_c = cylindrée

Et le rapport air carburant stœchiométrique, RAFST (que l'on peut utiliser ici puisque l'hypothèse de départ suppose une richesse unitaire).

$$\text{RAFST} = \frac{m_{\text{air}}}{m_e} \quad m_e = \frac{m_{\text{air}}}{\text{RAFST}}$$

$$\Rightarrow V_{\text{tot}} = \frac{m_{\text{air}}}{\rho_{\text{air}}} + \frac{1}{\rho_{\text{air}}} \cdot \frac{m_{\text{air}}}{\text{RAFST}}$$

$$\Rightarrow V_{\text{tot}} = m_{\text{air}} \left(\frac{1}{\rho_{\text{air}}} + \frac{1}{\rho_e \cdot \text{RAFST}} \right)$$

$$\Rightarrow V_{\text{tot}} = \text{REMP} \cdot \rho_{\text{air}} \cdot V_c \left(\frac{1}{\rho_{\text{air}}} + \frac{1}{\rho_e \cdot \text{RAFST}} \right)$$

$$\Rightarrow V_{\text{tot}} = \text{REMP} \cdot V_c \left(1 + \frac{\rho_{\text{air}}}{\rho_e \cdot \text{RAFST}} \right)$$

Ce qui donne pour :

$$\text{REMP} = 0,8$$

$$V_c = 376,9 \text{ cm}^3$$

$$\rho_{\text{air}} = 1,18 \cdot 10^{-3} \text{ g/cm}^3$$

$$\rho_e = 0,75 \text{ g/cm}^3$$

$$\text{RAFST} = 14,293$$

$$\text{Un volume total de : } V_{\text{tot}} = 301,55 \text{ cm}^3$$

En appliquant le même raisonnement au biogaz on obtient :

$$V_{\text{tot}} = \text{REMP} \cdot V_c \left(1 + \frac{\rho_{\text{air}}}{\rho_{\text{bio}} \cdot \text{RAFSTB}} \right)$$

Où ρ_{bio} = masse volumique du biogaz

RAFST = rapport air / carburant stœchiométrique du biogaz

$$\Rightarrow \text{REMP} = V_{\text{tot}} / V_c \cdot \left(1 + \frac{\rho_{\text{air}}}{\rho_{\text{bio}} \cdot \text{RAFSTB}} \right)$$

Ce qui donne dans le cas du biogaz moyen, pour lequel

$$\rho_{\text{bio}} = 1,15 \cdot 10^{-3} \text{ g/cm}^3$$

$$\text{RAFSTB} = 6,95$$

$$\text{Un remplissage de : } \text{REMP} = 0,70$$

Les caractéristiques de PMI correspondant à ces deux cas sont été portées à la figure (N°33).

La figure (N°33) montre que la PMI – Biogaz est de l'ordre de 80 à 85 % de la PMI – Essence.

Toutes autres choses égales, on peut donc attendre d'un fonctionnement au biogaz une puissance équivalente à 80 % de la puissance que développerait ce même moteur en fonctionnement à l'essence.

Notions que cette différence de PMI est essentiellement due à la diminution remplissage consécutive au changement de carburant, car si le PCI du biogaz vaut environ la moitié de celui de l'essence, son rapport air/carburant stœchiométrique est de l'ordre du double, en effet, on a :

PCI - Essence : 10250 cal/g
RAFST - Essence : 14,293

PCI – Biogaz moyen : 4837 cal/g
RAFST – Biogaz moyen : 6.95

Donc, en dosage stœchiométrique, pour une masse d'air donnée, les quantités de chaleur dégagées par l'essence et par le biogaz sont très proches, avec la différence (qui est précisément le facteur qui pénalise le biogaz) que pour cette masse d'air donnée, le mélange air-biogaz occuper un volume nettement plus important que le mélange air-essence, de ce fait, la masse d'air totale qui pourra être admise dans le cylindre sera inférieure dans le cas du biogaz, d'où la diminution du remplissage.

Cette diminution du remplissage peut d'ailleurs être grossièrement estimée de façon rapide en considérant que la masse volumique du biogaz est égal à celle de l'air. Dans ce cas, en prenant égal à 7 le rapport air/carburant stœchiométrique du biogaz, on arrive à la conclusion que le volume occupé par l'air, donc le remplissage, va diminuer d'environ 1/7.

A la figure (N°34) on a effectué la même démarche pour un remplissage essence égal à 0,6 et un remplissage biogaz correspondant de 0,53.

La conclusion que l'on peut tirer de cet essai sont les mêmes qui ci-dessus.

Dans ce dernier cas, on a porté à la figure (N°35), pour $N = 3000$ tr/min l'évolution de la PMI-Biogaz en fonction du rapport volumétrique.

On observe qu'en augmente le rapport volumétrique jusqu'à 13 on peut espérer récupérer 95 % de la PMI-Essence.

Etant donné qu'à partir de $\varepsilon = 11$, l'évolution de la PMI en fonction du rapport volumétrique ε devient linéaire, un calcul rapide montre qu'il faudrait aller jusqu'à un rapport volumétrique de 18 pour récupérer totalement la PMI-Essence, ce qui est bien entendu impossible car si le biogaz est moins détonant que l'essence, il est cependant,

tout comme l'essence sujet au cliquetis, et un rapport volumétrique de 13 est généralement considéré comme valeur à ne pas dépasser.

Comparaison Essence-Biogaz

F =1
 HLC =0,04 (V⁻¹)
 CA50 =368 (V)
 TA=25 °C

Simulation AENL -Essence - Biogaz

N°	Combustible	REMP	ε
1	Essence	0,80	6,358
2	Biogaz	0,70	"
3	"	"	10

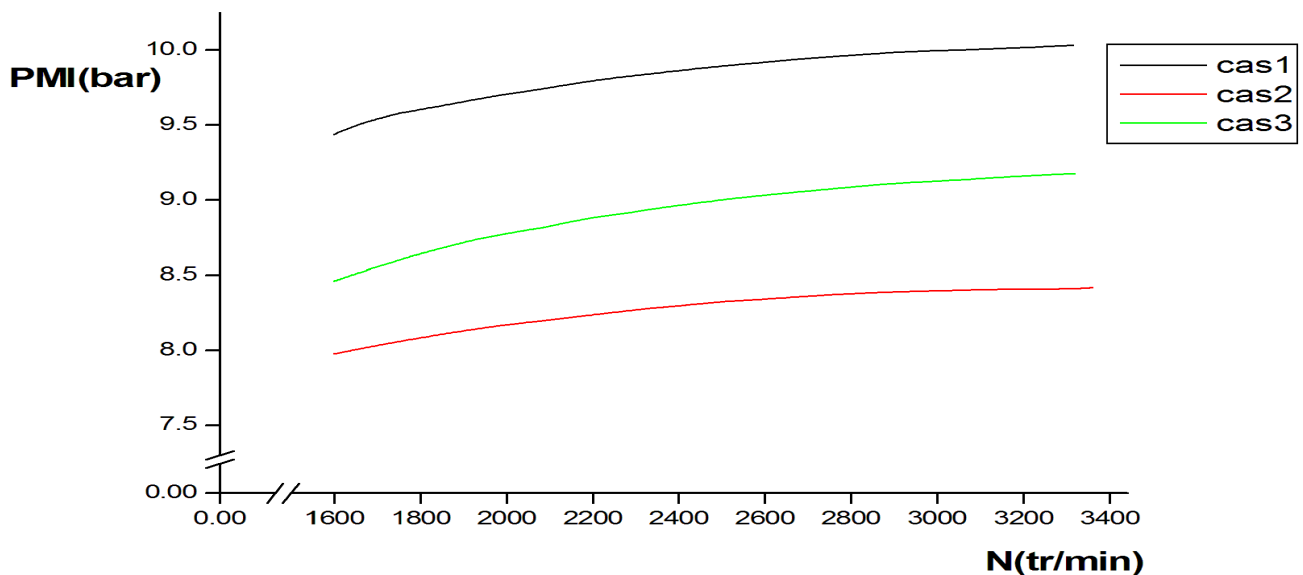


Figure N°33 : Comparaison ESSENCE-BIOGAZ

Comparaison Essence-Biogaz

F =1
 HLC =0,04 (V⁻¹)
 CA50 =368 (V)
 TA=25 °C

Simulation AENL -Essence - Biogaz

N°	Combustible	REMP	ε
1	Essence	0,60	6,358
2	Biogaz	0,53	"
3	"	"	10

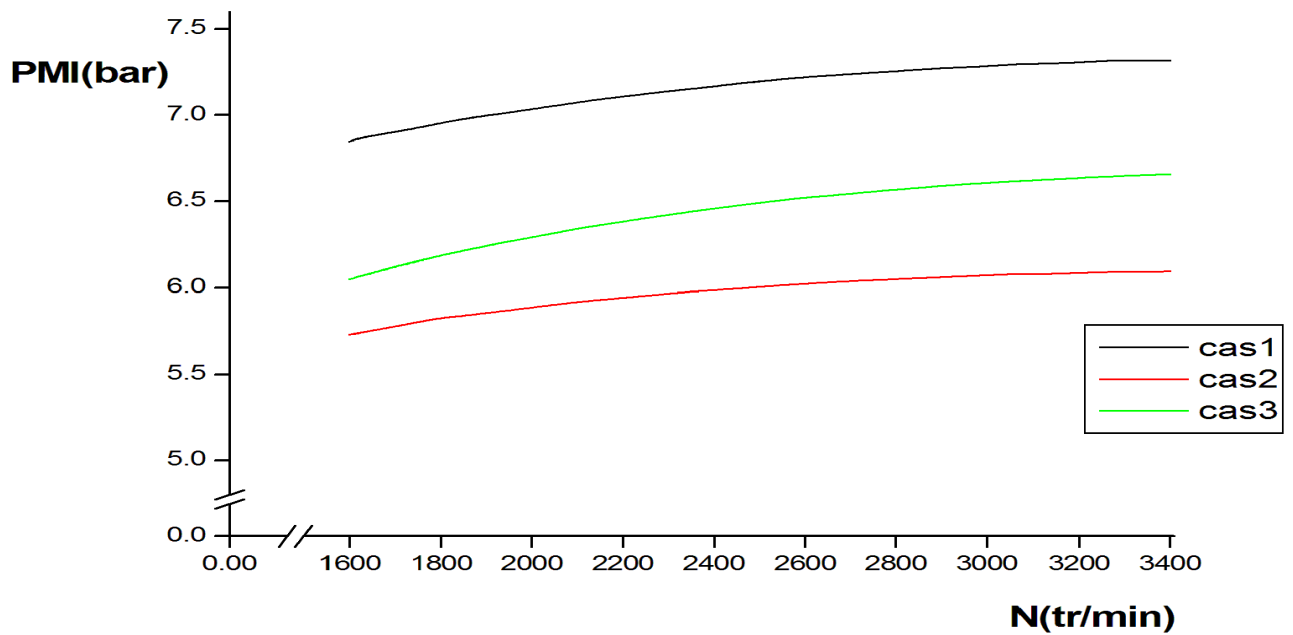


Figure N°34 : Comparaison ESSENCE-BIOGAZ

Influence du rapport volumétrique sur la PMI-Biogaz

N = 3000 tr/min
 REMP = 0,53
 HLC = 0,04 (V⁻¹)
 CA50 = 368 (V)
 TA = 25 °C

----- PMI essence = 7.21 (bar)

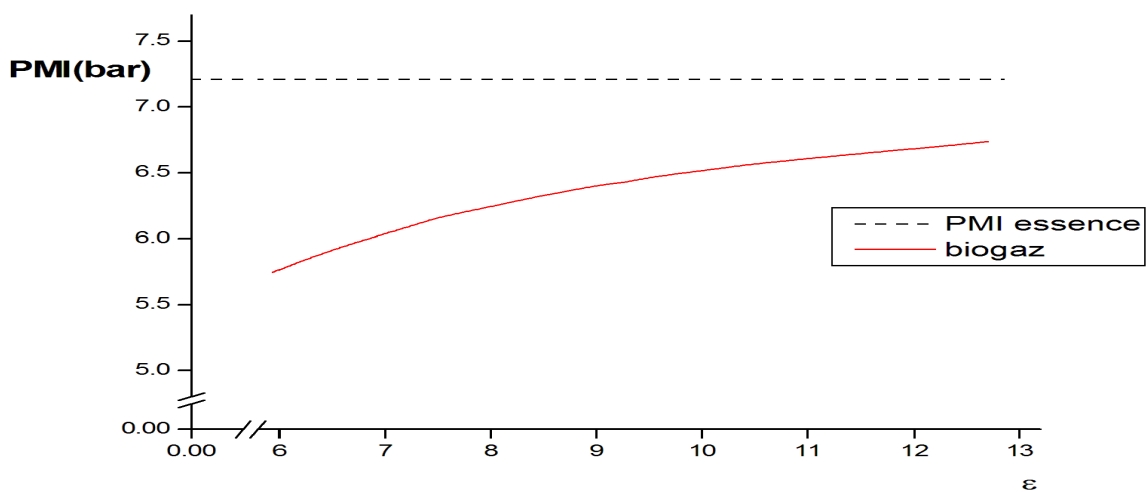


Figure N°35 : Influence du rapport volumétrique sur la PMI- Biogaz.

Conclusion

L'étude nous a permis en premier lieu de connaître l'intérêt essentiel de la simulation pour les moteurs. Elle nous a aussi permis une assez bonne familiarisation avec la simulation, ainsi qu'une connaissance plus approfondie des problèmes des moteurs à allumage commandé.

Le travail réalisé ici a permis, au cours d'une étude paramétrique du fonctionnement à l'essence du moteur AENL, de mettre en évidence l'importance des paramètres moteurs sur les performances que l'on peut attendre de ce moteur.

Cette importance se retrouve tant au niveau des paramètres de la combustion, c'est-à-dire la hauteur de la loi de combustion et l'angle de 50% brûlé, qu'au niveau des paramètres plus directement mesurables tels, par exemple, la richesse et le remplissage dont l'influence sur la PMI et le rendement indiqué a été mise en évidence.

D'autre part il a été démontré qu'il ne fallait en aucun cas attendre d'un fonctionnement au biogaz des performances identiques à celles que l'on peut obtenir lorsque le carburant utilisé est l'essence. Cependant, une première approche du fonctionnement au biogaz a mis en évidence qu'une adaptation du moteur, notamment au niveau du taux de compression, devait permettre de récupérer partiellement le handicap provoqué par le changement de carburant.

Ainsi, une modification du taux de compression et une estimation de l'influence de cette modification sur les performances du moteur.

Références Bibliographiques

1. Un radical (souvent appelé radical libre) est une espèce chimique possédant un ou plusieurs électrons non paires sur sa couche externe, ce qui le rend très réactif. Il se note par un point.
2. L'effet Marangoni, du nom d'un scientifique Italien, est dû à l'inhomogénéité de la température de la surface chauffée causant des variations de tension de surface qui induisent à leur tour des mouvements du liquide entraîné par viscosité.
3. Par exemple $n=2$ pour la réaction $A+B\rightarrow P$ ou $n=\nu$ pour $\nu A\rightarrow P$.
4. Depuis le retrait du service de la navette spatiale Etatsunienne en juillet 2011, le vaisseau Soyouz est le seul véhicule capable d'envoyer des humains dans l'espace (avec les fusées chinoises). Les divers étages sont équipés de moteurs à propergols liquides.
5. Les lanceurs Ariane 5 ont d'abord une partie basse qui comprend d'une part un corps central équipé un moteur cryotechnique Vulcain, et d'autre part deux étages d'accélération à poudre servant à fournir l'essentiel de la poussée lors du décollage.
6. Au-dessus du point critique liquide-vapeur, il n'y a plus de différence entre liquide et vapeur, il n'y a plus qu'un seul fluide dit supercritique. L'interface entre l'oxygène liquide et l'hydrogène gazeux ne présente plus de tension superficielle comme c'était le cas en régime supercritique. Le point critique est un point singulier. En son voisinage le coefficient de conduction thermique tend vers zéro. Il apparait un nouveau mode de transfert thermique appelé "effet piston".
7. Le spray en combustion est pris comme exemple d'écoulement hétérogène, mais à l'échelle de la goutte, il s'agit bien d'une flamme de diffusion en milieu homogène.

8. American society for testing and materials : "Standard Metric Practice Guide"

Document 4546.

9. CHERIAN.OLIKARA et GARY.L.BORMAN : "A computer program for calculating properties of equilibrium combustion products". S.A.E n° 750468 University of Wisconsin.

10.N.N.SEMENOV . "some problems of chemical kinetics and reactivity" editions Moscou.1958.

11.N.N.SEMENOV . "some problems of chemical kinetics and reactivity" editions Moscou.1958.

12.JAQUES PICHARD. "Mécanique des fluides appliquée aux moteurs a cossulisme" conservatoire national des arts et métiers.

13.ROWLAND.S.BENSON et N.D.WHITEHOUSE. "Internal combustion engines. Tome 1 et tome 2".Frankfurt

14.G.J.MINKOFF et C.F.H.TIPPER. "chemistry of combustion". Mac Graw Hill. New York 1962.

15.M.GIOT. "Phénomènes thermiques et hydrauliques no stationnaires" Cycles de conférences Octobre 1976.

16.V.Y.SHTERN. "The gas phase Oxydation of Hydrocarbons". Edition Mosscou.1964.

17.B.LEDUC. "Modélisation de la combustion dans les moteurs a allumage commandé influence des gaz résiduels" Thèse Doctorale 1978.

18.G.WOSCHNI. "A university applicable equation for the Instantaneous heat transfert coefficient in the internal combustion engine". Maschinenfabrik Augsburg 670931.

19.F.A.WILLIAMS. "Combustion Theory" Wiley. New York 1965.

20.A.G.GAYDON et H.G.WOLFHARD. "Flames their structure. Radiation and température Chapman and Hall. Londres 1960.

- 21.P.LAFFITTE. "propagation des flammes dans les mélanges gazeux" Mac Graw Hill. New York 1939.
- 22.B.LEDUC. "Modélisation de la combustion dans les moteurs a allumage commandé influence des gaz résiduels" Thèse Doctorale 1978.
- 23.M.THIELLIEZ. "Nouvelle description paramétrique de la loi de dégagement de chaleur des moteurs diesels a injection directe " Entropie n° 105. 1982.
- 24.P.CLAVIN. "Combustion des gaz pré mélanges et théorie des flammes". Revue générale de thermique n° 310. 1987.
- 25.B.LEWIS et VON ELBE. " "Combustion, flames and explosion of gases" 1961. Document des bibliothèques royales Belgique.
- 26.D.B.SPALDING. "Convective Mass Transfer" Wiley. New York 1963.
- 27.J.SURUGUE et M.BARRERE. "Combustion" Wiley. New york 1963
- 28.M.E.EVANS. "Current theoretical Concepts of Steady State". Mac Graw Hill 1952.
- 29.J.JEANS. "An Introduction to the Kinetics Theory of Gases" Cambridge University Press 1952.
- 30.B. SALE. " Contribution a l'étude de la combustion normale dans les moteurs a allumage commandé". Institut Français du Pétrole 1958.
- 31.R.A.PHILLIPS et P.L.ORMAN : "Simulation of combustion in a Gasoline Engine Using A Digital Computer". Shell Research Ltd.
- 32.AHMED.SABOR. "Combustion dans les moteurs a charge Stratifiée" Thèse de doctorat.
- 33.W.J.D.ANNAND.B.SC "A New Computation Model Of Combustion In the spark Ignition engine". Combustion Engine Group
- 34.G.G.LUCAS et E.H.JAMES "A Computer Simulation of Spark Ignition Engine". S.A.E 730053.
- 35.NORMAN.C.BLIZART et JAMES.C.KECK "Experimental and Theoretical Investigation of Turbulent Burning Model for Internal combustion Engines". Dept of Mechanical Engineering M I T 740191 1974.

36.O.HENZE et F.FISSON ‘‘modèle de combustion par tranche’’. E.N.S.M.A
C.N.R.S n° 201 1987.

37.R.B.KRIEGER et G.L.BORMAN ‘‘The Cmoputation of Apparent Heat Release
For Internal Combustion Engines’’. A.S.M.E Publication 66-W A / D G P-4
1967.