

**MINISTRE AUX UNIVERSITES
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE**

مكتبة - المكتبة
BIBLIOTHEQUE - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

THESE

PRESENTÉE AU
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

Pour l'obtention du

GRADE DE MAGISTER

SPECIALITE ENERGETIQUE

PAR

MANSOUR CHEIKH

SUJET

**SIMULATION DES PHENOMENES INTERNES
D'UN MOTEUR A ALLUMAGE COMMANDE
COMBUSTION DU BIOGAZ**

Soutenue devant la commission d'examen le 14 Juillet 1992

JURY

**M.S. RECHAK
M.A. GAHMOUSSE
M.B. BENKOUSSAS
M.M. BOUAZIZ
M.M. BOUKABACHE**

**Prof.
Prof.
C.C.
C.C.
Dr.Es-Sciences**

**Président
Rapporteur
Examinateur
Examinateur
Examinateur**

MINISTRE AUX UNIVERSITES
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المكتبة - المكتبة
BIBLIOTHEQUE - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

THESE

PRESENTEE AU
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

Pour l'obtention du

GRADE DE MAGISTER

SPECIALITE ENERGETIQUE

PAR

MANSOUR CHEIKH

SUJET

SIMULATION DES PHENOMENES INTERNES
D'UN MOTEUR A ALLUMAGE COMMANDE
COMBUSTION DU BIOGAZ

Soutenue devant la commission d'examen le 14 Juillet 1992

JURY

M.S. RECHAK
M.A. GAHMOUSSE
M.B. BENKOUSSAS
M.M. BOUAZIZ
M.M. BOUKABACHE

Prof.
Prof.
C.C.
C.C.
Dr.Es-Sciences

Président
Rapporteur
Examineur
Examineur
Examineur

Dédicace

A ma famille

A ma belle famille

A ma femme Bouchra

A mes deux fils Imad et Houssam

*Que tous trouvent ici l'expression de mes
profonds sentiments d'amour et de fraternité.*

Cheikh Mansour

REMERCIEMENTS

المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

Mes remerciements vont tout d'abord à monsieur B. LEDUC responsable de l'institut de mécanique appliqué de l'université libre de Bruxelles pour m'avoir proposé le sujet, avoir mis à ma disposition le laboratoire de mécanique de l'institut et tout le matériel nécessaire ainsi que pour ces prodigieux conseils durant ce travail.

Mes vifs remerciements s'adressent aussi à monsieur GAHMOSSE Professeur de l'école nationale polytechnique d'alger pour avoir accepté de diriger cette étude, ainsi que pour ses précieux conseils durant l'accomplissement de ce travail.

Je tiens à remercier Messieurs B. BENKOSSAS, M. BOUAZIZ, M. BOUKABACHE S. RECHAK pour avoir accepté de juger ce travail.

Je remercie aussi B. TAMIME et ma belle soeur pour avoir mis à ma disposition le matériel informatique.

Je remercie encore monsieur S. RECHAK pour ses conseils et ses orientations.

Merci aussi à mon frère NACER pour son aide.

Mes meilleurs remerciements à ma chère femme BOUCHRA pour m'avoir poussé à terminer mon travail.

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

**SIMULATION
DES
PHENOMENES
INTERNE
D'UN MOTEUR
A ALLUMAGE
COMMANDE**

SIMULATION DES
PHENOMENES INTERNES
D'UN MOTEUR A
ALLUMAGE COMMANDE
"COMBUSTION DU
BIOGAZ"

SOMMAIRE

1^{iere} PARTIE : INTRODUCTION

- CHAP 1 Introduction et recherche bibliographique .
- CHAP 2 Principe de fonctionnement du moteur .

2^{iem} PARTIE : ETUDE EXPERIMENTALE

- CHAP 3 Banc d'essai .
- CHAP 4 Programme de Prise de Mesure sur Banc .
- CHAP 5 Résultats Expérimentaux .

3^{iem} PARTIE : SIMULATION NUMERIQUE

- CHAP 6 Le Biogaz .
- CHAP 7 Hypothèse de Calcul .
- CHAP 8 Equations de Base de la Simulation .
- CHAP 9 Modélisation de la loi de dégagement de l'énergie .
- CHAP 10 Vitesse de Propagation de la Flamme .
- CHAP 11 Température Adiabatique de la Flamme et équilibre thermodynamique .
- CHAP 12 Résultats de la Simulation .

4^{iem} PARTIE : CONFRONTATION DES RESULTATS

- CHAP 13 Analyse des Résultats .

5^{iem} PARTIE : PROGRAMME DE SIMULATION

- CHAP 14 Structure du Programme .
- CHAP 15 Soubrouines du Programme .
- CHAP 16 Inventaire des données du Programme .
- CHAP 17 Inventaire des variables du Programme .

6^{iem} PARTIE : CONCLUSION

- CHAP 18 Conclusion .

7^{iem} PARTIE : ANNEXES

- Annexe1 : Les Programmes .
- Annexe2 : Détermination expérimentale de la
Vitesse de Propagation de la Flamme .

8^{iem} PARTIE : BIBLIOGRPHIE .

Première Partie

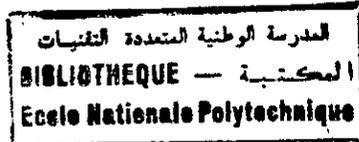
INTRODUCTION

CHAPITRE 1

INTRODUCTION ET RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE

CHAPITRE 1

INTRODUCTION ET RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE



INTRODUCTION ET RECHERCHE

BIBLIOGRAPHIQUE

1 INTRODUCTION

Depuis son apparition, le moteur à 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 dessein 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.

Avant l'avènement des calculateurs, la conception et la mise au point des moteurs se faisait essentiellement par l'expérience.

Depuis le développement des ordinateurs, et la sortie de la nouvelle génération, plusieurs laboratoires tant universitaires qu'industriels travaillent à la mise au point de modèles mathématiques permettant de simuler les phénomènes internes aux cylindres des moteurs à combustion interne.

Tous les types de moteurs sont concernés par la modélisation :
- Les moteurs à allumage commandé et les moteurs DIESEL, qu'ils soient à deux ou à quatre temps, les moteurs WANKEL et plus récemment encore les moteurs à charge stratifiée.

Pour notre étude, on s'est limité au cas du moteur à quatre temps à allumage par étincelle qui équipe la plupart des véhicules automobiles actuels.

La simulation permet d'une part de comprendre les phénomènes internes en accédant aux mécanismes internes qui les régissent et d'autre part d'appliquer les connaissances ainsi acquises à la prévision du comportement et des performances des moteurs dans de nouvelles configurations .

La simulation est un outil qui non seulement remplace des expériences qui seraient lentes et fatigantes au banc d'essai mais encore élargit le champ d'action du constructeur en découplant des variables qui sont indissolublement liées dans le moteur .

Dans tous les cas elle permet d'optimiser les paramètres et de présenter les points limites .

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

Les modélisations de la loi et de la vitesse de combustion ont été reconsidérées . Pour pouvoir arriver à des solutions fiables et efficaces on a utilisé un modèle de WIEBE et on a défini la loi de la hauteur et de la position dans le cycle . Un modèle de front de flamme sphérique avec facteur de turbulence a été introduit . Ce dernier permet de considérer la géométrie avec les performances du moteur . Le modèle globale a été introduit pour considérer la vitesse de combustion en introduisant les facteurs chimiques de la combustion .

L'étude a été faite sur le plan expérimentale et théorique . L'étude expérimentale a été faite au laboratoire de l'institut de mécanique appliquée de L'Université Libre de Bruxelles . En collaboration avec l'équipe de recherche de l'institut on a procédé à la mise au point des programmes d'acquisitions .

Ces derniers permettent une analyse statistiques des données ainsi que l'acquisition du diagramme de pression instantané . Ceci permet de rendre compte de la dispersion

cyclique et de donner un sens au cycle moyen .

La figure n° 1 montre le plan de travail suivi dans cette étude . La figure n° 2 montre les paramètres d'entrée et de sortie de la simulation .

Après avoir rappelé au chapitre 1 et 2 le principe de fonctionnement du moteur , les phénomènes internes et la définition des paramètres utilisés , on procède au chapitre 3 la description du banc d'essai et au chapitre 4 le programme d'acquisition . Le chapitre 5 présente les différents résultats expérimentaux .

Dans la partie simulation , après avoir défini le biogaz au chapitre 6, on expose les hypothèses de calcul au chapitre 7 tandis qu'au chapitre 8 on décrit les équations de base utilisées dans la simulation .

Le chapitre 9 a été consacré à l'étude des modèles de combustion utilisés avec une étude critique des autres modèles . Au chapitre 10 on étudie la vitesse de propagation de la flamme associé à une critique objective des autres équations . Vu l'importance de la température adiabatique de flamme dans ce travail une étude plus ou moins détaillée lui a été consacré au chapitre 11 terminé par une étude sur l'équilibre thermodynamique .

Les résultats de la simulation ont été exposés au chapitre 12 .

Pour le programme de simulation , on présente au chapitre 14 la structure du programme , au chapitre 15 un résumé des différents sous-routines ainsi que le déroulement du calcul , au chapitre 16 et 17 l'inventaire des données et des variables du programme et leurs significations .

Enfin on termine le travail avec une conclusion au chapitre 18 .

2 RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE

L'étude du phénomène de combustion dans un moteur est très importante . Elle permet de déterminer le rendement du moteur , la forme du cycle réel , la consommation énergétique , la performance des différents organes du moteur , le degré de pollution , et contribue efficacement à la conception des moteurs modernes - c'est pourquoi plusieurs chercheurs et scientifiques se sont penchés sur l'étude de ce phénomène , qui reste donc décisif pour la construction du moteur .

Dans les années 40 - 70 de grands efforts ont été entrepris en vue d'expliquer le déroulement de la combustion et les phénomènes accompagnateurs comme les chaînes de réactions , les post-combustions , les imbrûlés , les points chauds , les radicaux intermédiaires , la production d'espèces ainsi que d'autres phénomènes (les chocs , le cliquetis , la dispersion etc) .

Ainsi GAYDON et WOLFARD EN 1960 ont montré dans : " Flames , their structure , radiation and temperature " que les phénomènes de combustion peuvent être expérimentés d'une façon simple et claire .

[1]

SAFFITTE quant à lui , s'est penché sur le phénomène de propagation des explosions et avait défini les différents régimes d'explosion dans : " détonations et les déflagrations dans la propagation des flammes dans les mélanges gazeux " . [3] rapporte les données de propagation acquises sur le phénomène . [2]

LEWIS et VONELBE ont contribué eux à l'étude des phénomènes aérodynamiques qui accompagnent les ondes de combustion dans leur ouvrage " Combustion Flames and Explosion Of Gases " en 1961 . [3]

On peut citer aussi Spalding qui , en 1963 expose le phénomène de transfert de matière et de chaleur dans un ouvrage intitulé " convective mass transfert " ; comme l'a fait encore DEFIVES en 1960 dans " Transfert de matière " . [4 , 5]

SURUCUE et BARERE ont fait une étude thermodynamique de la combustion . [6] Alors que DAINTON traite le phénomène du point

de vue des réactions en chaînes , en présentant un ensemble assez complet des équations relatives à la cinétique et le phénomènes des réactions en chaînes . [7]

SEMENOVE en 1958 expose le problème en mettant en relief les principales réactions radicalaires avec leurs caractères cinétiques et thermodynamiques dans " Some Problems Of Chemical Kinetics " . [8]

WINKOFF et TIPPER se sont attaqués aux données expérimentales sur les oxydations en phase gazeuse en 1962 . [9]

Sous un autre aspect encore A . MONTET donne les méthodes de mesure de la température des flammes . [10]

F . LEBouc exposa les méthodes de mesure des vitesses et des débits , [11] mais P . LAFFITE avec J . COMBOURIEN donna les méthodes de mesure de la vitesse fondamentale des flammes . [12]

Bien avant , en 1934 G . JOHN présenta les données sur les vitesses fondamentales de propagation des flammes à différentes compositions et dilution en résumant les premières interprétations théoriques sur la propagation de la déflagration . [13]

M E EVANS , avait fait en 1952 une synthèse des études qui ont précédé son travail et avait présenté les diverses théories qui furent élaborées pour la détermination de la vitesse fondamentale . [14]

J . JEANS complète le travail en traitant un exposé assez complet sur les données relatives aux grandeurs caractéristiques de la théorie cinétique des gaz purs et mélangés dans " Kinetic Theory Of Gases " . [15]

Dans la même perspective , en 1958 , SEMENOVE que certains auteurs appellent le père de la combustion expose , dans son livre " Some Problems Of Chemical Kinetics and Reactivity " les principaux types de réactions élémentaires en mettant en relief leurs caractéristiques cinétiques et thermodynamiques . [16]

Un complément de cette étude se trouve chez SHAPIRO qui en 1959 traite les problèmes se rapportant à l'écoulement du fluide . [17]

Dans la même période W . JOST traite les réactions en chaîne des divers combustibles dans " Explosion And Combustion Process In Gases " . [18]

En 1962 G . J . MINKOFF et F . H . TIPPER présente un exposé sur les données expérimentales des oxydations en phase gazeuse [19]

Dans le même cadre aussi en 1964 V . Y . SHTERN expose une revue des réactions d'oxydation d'une grande variété d'hydrocarbures . [20]

R . A . WILLIAMS en 1965 donna une étude très complète des théories de la combustion et composa , sur ce sujet , un ouvrage original très intéressant . [21]

B . N . KONDRATIEV en 1967 fait le point des connaissances actuelles et présente les phénomènes de combustion dont les différents aspects sont évoqués avec quelques exemples dans " Chemical Kinetics Of Gas Reactions " . [22]

G . WOSCHNI 1972 s'est penché sur un problème très important dans les transferts thermiques . Dans son ouvrage " Universally Applicable Equation For The Instantaneous Heat Transfert Coefficient In The Internal Combustion Engine " . [3] montre d'une façon claire l'handicap des formulations présentées par NUSSELT , BRILING , EICHELBERG , P . FAULM et ANNAND , et propose une équation qui peut donner la variation du coefficient d'une façon plus fiable . [23]

G . L . BORMAN et R . B . KRIEGER 1978 étudient la variation de la chaleur perdue en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin .

Ils utilisent à cette fin en outre la variation de différents facteurs comme l'énergie interne , la pression , la richesse , la composition des gaz . Les résultats sont comparés à des relevés

expérimentaux . [24]

D . S . BABKIN et A . V . V'YUN 1977 , se basant sur des relevés expérimentaux et sur des formules théoriques simples ont donné la variation de la vitesse de combustion en fonction de la température et de la pression pour différents combustibles dans leur publication intitulée " Determination Of Burning Velocity In Constant - Volume -bomb " . [25]

G . JAMES et HANSEL en 1972 expliquent les perturbations cycliques sur le déroulement de la combustion usant des formules de WILLIAMS (1965) et de la variation de la pression en fonction de la vitesse laminaire et de l'intensité de la turbulence . Ils illustrent l'exposé avec quelques graphiques expérimentaux . [26]

B . SALE 1958 met à notre disposition les bases théoriques approfondies sur l'aspect qualitatif et quantitatif de la combustion normale en insistant sur l'influence séparée de quelques facteurs . [27]

COLIN . FERGUSON et JAMES . C . KECK , en modélisant la combustion dans un écoulement perpendiculaire puis parallèle aux parois , déterminent les distances d'extinction de la flamme . Pour cela ils utilisent les modèles laminaires de vitesse de flamme en fonction des variations de température et de pression . [28]

B . S . SAMARA et B . S . MURTHY 1980 en considérant un développement cylindrique de la flamme lors de la combustion les auteurs prédisent , sur un modèle mathématique , les variations des différents paramètres internes des moteurs . L'équation de base utilisée est l'équation simplifiée sur la vitesse laminaire de SEMENOV . [29]

§ FISSON étudie le déroulement de la combustion à partir de la variation des différents facteurs internes dans les moteurs à combustion interne en s'appuyant sur le principe de la combustion par tranche [30]

R. A. PHILLIPS et P. ORMAN dans " Simulation Of Combustion In A Gasoline Engine Using A Digital Computer " , après un exposé assez complet des différentes théories de la propagation de la flamme , présentent les différentes étapes de calcul de la combustion moyennant quelques hypothèses .
L'exposé se termine par la présentation des résultats expérimentaux qui s'avèrent très concluant [31]

R. VICHINEVSKY , " Reflexion Sur Les Echanges Thermiques Dans Une Machine A Pistons " , est une discussion assez brève sur certaines propositions de calcul des échanges thermiques et sur le choix du coefficient d'échange thermique . Quelques comparaisons objectives entre les différentes propositions et l'expérience termine l'exposé . [32]

R. VICHNIEVSKY , J. JULIEN et M. ROBERT " Echanges Thermiques Dans Les Moteurs A Pistons " où l'exposé est une description d'une méthode graphique pour le calcul des échanges thermiques au niveau des parois des cylindres dans un moteur alternatif à combustion interne .
La méthode utilise le deuxième principe de la thermodynamique et une formule empirique du coefficient d'échange de chaleur . [33]

La liste des différentes études faites dans le domaine de la combustion demeure encore très longue .
Elle témoigne de l'importance de ce domaine dans le milieu scientifique et technique .

Pour terminer on peut citer d'autres ouvrages sans commentaires qui témoignent une fois de plus de l'importance et de la diversité des sujets qui ont un lien direct avec ce domaine :

_ L'étude du préallumage et des chocs dans les moteurs par H. MAUFRED et W. ERWIG . [34]

_ Les éléments d'analyse du cliquetis : par A. DOUAND . [35]

_ Les injections directes et leurs effets dans les moteurs DIESEL : Par C. S. HAWKINS , J. FULS , F. S. C. HUGO . [36]

_ Les effets de la forme de la chambre de combustion sur les ratés d'allumage dans les moteurs à combustion interne : Par : G . G . LUCAS et M . F . J . BRUNT . [37]

_ Les bases théoriques de comparaison des moteurs à essence et DIESEL : Par B . LEDUC . [38]

_ Les effets de la diffusion de la flamme turbulente : Par E . GENGEMBRE , P . COMBRAY , D . KARMEDET , J . C . BELLET . [39]

_ L'analyse théorique de la combustion dans le moteur WANKEL : Par F . V . BRACCO et W . A . SIRIGUANO . [40]

_ Recemment en 1987 lors du premier congrès Maghrébin organisé à Alger le laboratoire thermodynamique de l'E . M . I. du Maroc a exposé un logiciel permettant de donner les différentes propriétés physico-chimiques des éléments et composés chimiques (O_2 , CO_2 , N_2 , H_2O , H_2) , ce qui serait un outil très utile dans l'étude de la combustion . [41]

_ A l'I F P , au laboratoire des moteurs , d'autres études se poursuivent sur le même thème dans le but d'aboutir à une vision plus claire et plus complète de ces phénomènes et , ce , en utilisant la méthode des éléments finis .

CHAPITRE 2

PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DU MOTEUR

PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT

DU MOTEUR

L'EVOLUTION THERMODYNAMIQUE

Le moteur à quatre temps à allumage commandé réalise la transformation de l'énergie chimique d'un combustible en énergie mécanique suivant le schéma suivant :

Un mélange d'air et de combustible en proportions convenables est enflammé dans un cylindre . Celui-ci est obturé à une extrémité par une paroi fixe (culasse) alors que l'autre extrémité est constituée d'un piston mobile permettant d'obtenir un volume variable . Le piston au cours de son déplacement rectiligne transmet l'énergie de pression développée pendant la combustion à un système bielle -manivelle .

Ce système limite le déplacement du piston à la course comprise entre deux positions extrêmes , l'une correspondant au volume minimal Point Mort Haut (P M H) l'autre au volume maximale point mort bas (P M B) .

Le rapport entre le volume du cylindre délimité par le fond de la culasse et le piston au P M B , et ce même volume le piston au P M H est généralement désigné par " rapport volumétrique de compression " ou " taux de compression " .

La cylindrée unitaire désigne le volume balayé par le piston durant sa course totale

Le cycle à quatre temps se reproduit identiquement à lui même tous les deux tours de l'arbre manivelle . il comprend les phases suivantes :

1_ Admission du mélange carburé pendant le déplacement du piston entre le P M H et le P M B . Le cylindre est mis en communication avec le système d'admission du mélange carburé par l'ouverture de soupapes (soupapes d'admission) .

2- Fermeture de la soupape d'admission et compression du mélange entre le P M B et le P M H , et inflammation par étincelle électrique avant la fin de compression .

3-Combustion et détente , avant la fin de compression . ,

4-Ouverture d'une soupape d'échappement et expulsion des gaz brûlés pendant le retour au P M H , et Fermeture de la soupape d'échappement aux environs du P M H .

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

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

Sur les deux figures représentées ci contre , on voit que l'évolution de la pression durant le cycle réel diffère de celle du cycle théorique par les points suivants : fig : 4 _ 5

1-La vitesse de combustion étant limitée , il est nécessaire d'enflammer le mélange avant le P M H (avance à l'allumage) . La phase de combustion , s'étale sur environ soixante degré (60°) de rotation de l'arbre manivelle et se termine après le P M H . L'augmentation de pression résultant de la combustion n'est plus représentée par une droite verticale comme dans le cycle théorique mais par une courbe dont le profil dépend de l'avance à l'allumage , de la vitesse de combustion et des échanges de chaleur avec les parois .

2- En raison des échanges de chaleur , les lois de compression et de détente ne sont pas parfaitement adiabatiques .

3- Pour assurer une durée de passage suffisante aux gaz à la section droite des soupapes , on est conduit à la fermeture de l'admission et à avancer l'ouverture de la soupape d'échappement par rapport au P M B .

Il en résulte une déformation des courbes de compression et de détente aux environs du P M B .

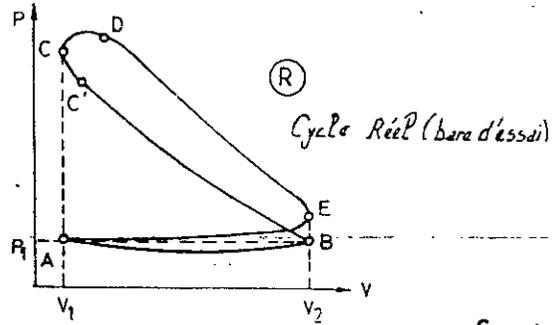


Fig 4

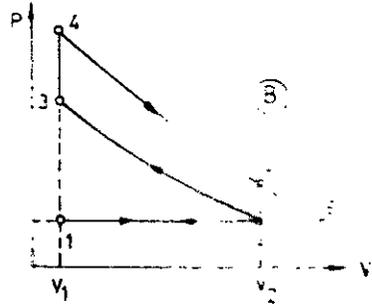


Fig 5

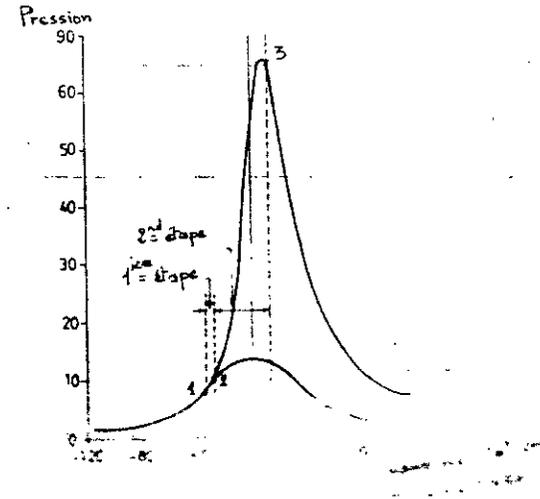


Fig 7

4- L'admission du mélange dans le cas d'un moteur non suralimenté s'effectue à une pression inférieure à la pression atmosphérique, et le refoulement des gaz d'échappement à une pression supérieure. Il existe une aire de distribution correspondant à un travail négatif dont l'importance relative varie avec la pression d'admission et le calage de la distribution. (voir calage de distribution d'un moteur moderne fig 6)

La détermination optimale de ce calage résulte d'un compromis entre les performances recherchées. C'est ainsi qu'un retard important de la fermeture de l'admission favorise l'obtention d'un bon remplissage à vitesse de rotation élevée, au détriment du coefficient de remplissage à basse vitesse.

PERIODE DE LA COMBUSTION

Vers la fin de la course de compression, le cylindre contient un mélange plus ou moins homogène de gaz et d'air. La bougie s'allume, un mince filet de flamme se manifeste entre les deux électrodes. La combustion se propage, de l'enveloppe du mélange contenant le filet de flamme, à un taux dépendant premièrement de la température du front de la flamme et deuxièmement de la température et de la densité de cette enveloppe. Il est aussi influencé par la turbulence locale. En se propageant, le front de flamme ne traverse toute la chambre que lorsque tout le mélange contenu dans la chambre de combustion est brûlé. On distingue deux étapes dans le processus de combustion; un indicateur type relié au moteur permet de suivre ces deux étapes (fig 7) :

La première étape 1-2 correspond à la formation de l'autopropagation du noyau de flamme. La seconde étape 2-3 correspond à la propagation de la flamme à travers la chambre de combustion.

La première étape est principalement un processus chimique qui dépend de la nature du combustible, de la température, de la pression du mélange, de la concentration des gaz résiduels provenant du cycle antérieur et du taux de réaction chimique. Elle est aussi influencé par la turbulence locale.

La seconde période de combustion 2-3 correspond à la propagation du front de flamme à partir du noyau jusqu'à la consommation du

mélange en entier . C'est un processus chimico-physique qui dépend de la composition chimique , de la température dominante , de la pression , du degré de turbulence dans le cylindre , de la forme de la chambre de combustion et du mode d'introduction des gaz ainsi que des caractéristiques physico-chimiques du mélange .

CALCUL DE LA COMBUSTION

L'étincelle jaillit entre les électrodes de la bougie d'allumage à un instant bien déterminé du cycle , situé vers la fin de la phase de compression soit 10 à 40 dv avant le P.M.H. Cette avance à l'allumage contribue à réduire autant que possible la perte de travail mécanique due au fait que le processus de combustion n'est pas instantané . (fig 8 - 9) .

Le noyau de gaz brûlés , initialement formé par l'étincelle augmente de volume progressivement jusqu'à occuper la totalité de l'espace disponible dans la chambre de combustion et dans le cylindre . Au fur et à mesure que les gaz frais sont transformés en produit de combustion une quantité de chaleur , proportionnelle à la masse de gaz ainsi transformée en produit de combustion , est libérée . Il s'en suit une augmentation de la température des gaz en arrière du front de flamme . Pendant la propagation de la flamme le piston suit un mouvement sensiblement sinusoidal en fonction de la rotation de l'arbre manivelle permettant ainsi une variation régulière du volume . De ce changement de température , de volume et de la perte de chaleur aux parois résulte la variation de la pression régnant dans le cylindre et définissent la forme du diagramme " pression-volume " (fig 7) . On peut alors définir le travail effectué par les gaz .

La vitesse de la flamme , suffisamment faible , permet de négliger les phénomènes de propagation d'ondes . On peut alors admettre en première approximation que la pression est uniforme dans l'ensemble de la chambre de combustion et est identique à chaque instant pour les gaz frais et les gaz brûlés . Il n'en va pas évidemment de même pour la température , le front de flamme constituant pour cette grandeur une surface de discontinuité . La

température des gaz brûlés résulte de la quantité de chaleur libérée par unité de masse et de l'évolution de la pression suivant une loi que l'on peut supposer isentropique en première approximation

L'étude de la combustion permet de prédire autant les performances du moteur, en sachant que le travail mécanique effectué par le moteur dépend de la vitesse de la flamme, que les conditions de mauvais fonctionnement.

Dans une première approximation le diagramme pression-volume peut donner l'évolution de la fraction brûlée en fonction du temps :

$$X = \left(\frac{M_b}{M} \right) = \left(\frac{P V - P_a V_a + \left(\frac{\gamma_m - 1}{\gamma_m} \right) \int_{V_a}^V P dV}{P_F V_F - P_a V_a + \left(\frac{\gamma_m - 1}{\gamma_m} \right) \int_{V_a}^{V_F} P dV} \right) = \frac{G}{G_F}$$

OU : M_b : masse des gaz brûlés contenus dans le cylindre à l'instant déterminé

M : masse totale des gaz

A : instant d'allumage

F : point de fin de combustion ($x = 1$)

γ_m : valeur moyenne du rapport $\frac{C_p}{C_v}$ à P et V constante .

Pratiquement on effectue le calcul de G, point par point en partant de l'angle de rotation correspondant à l'instant d'allumage. Les valeurs de pression et de volume sont obtenues à partir du diagramme pression-angle de rotation. La valeur de G passe par un maximum qui détermine le point F. On calcule ensuite pour chaque point le rapport G / G_F. Cette technique de calcul ne sera pas retenue, et ce en raison des différentes approximations considérées. Elle donne seulement l'allure du diagramme et un ordre de grandeur des différentes valeurs. Il ne rend pas compte des réalités existantes, les transferts de chaleur, étant important, et surtout à charges partielles où ils prennent plus d'ampleur. Le modèle développé tient compte de ces facteurs comme les gaz résiduels, la turbulence, la position de la bougie d'allumage. Autant de facteurs qui influencent le déroulement de

la combustion . Le recours à la simulation reste alors la solution adéquate . En plus la simulation permet d'introduire plusieurs facteurs qui négligés jusqu'alors . Elle permet d'éliminer de fastidieuses expériences au banc d'essais .

INTRODUCTION AU PHENOMENE DE COMBUSTION

L'évolution thermodynamique du phénomène de combustion peut être caractérisée , à chaque instant , par la variation de la fraction " x " de la masse de mélange contenu dans la chambre de combustion .

Cette fraction joue un rôle essentiel dans l'étude du phénomène de combustion . Elle peut être facilement liée , moyennant certaines hypothèses simples , au volume total fonction du temps ou du degré de rotation du vilebrequin et à la pression (variable thermodynamique pouvant être supposée homogène dans tout le mélange) La valeur de cette pression est le résultat énergiquement utile résultant de la combustion dans les moteurs à pistons .

La dérivée par rapport au temps de cette grandeur (fraction $x = M_b / M$) fournit la vitesse de combustion , paramètre techniquement fondamental , puisqu'on étudie l'inflammation d'une certaine masse du mélange dans un intervalle de temps donné .

Pour la détermination de la variation de la pression et de la température par l'analyse mathématique , il est nécessaire de connaître le mécanisme de la propagation de la flamme dans le moteur . Le taux de propagation de la flamme détermine le taux d'énergie dégagée par la combustion dans le cylindre .

Ces deux paramètres (taux de propagation et taux d'énergie) auxquels on ajoute le taux de compression ou d'expansion qui rappelle le mouvement de piston , déterminent les variations de pression et de température dans la chambre de combustion .

On verra plus loin dans le développement de la simulation que la vitesse de propagation dépend explicitement d'un certain nombre de facteurs qui sont susceptibles d'influer l'un sur l'autre .

On distingue :

- Les facteurs géométriques et cinématiques : dimensions et forme de la chambre de combustion , loi du mouvement du piston , loi du mouvement des soupapes , etc
- Les facteurs aérodynamiques : conditions initiales , chaleur de réaction , propriétés thermodynamiques du mélange carburé et des produits de combustion , etc
- Les facteurs chimiques : cinétique de la réaction , mécanisme de la propagation .

L'étude du phénomène de la combustion demande à connaître l'influence relative de ces différents facteurs sur le déroulement de la combustion et par suite sur le taux de dégagement d'énergie de celle-ci .

GENERALITES CONCERNANT LES MOTEURS A COMBUSTION INTERNE

On peut représenter généralement le comportement interne d'un moteur quatre temps par un diagramme de l'évolution de la pression dans la chambre de combustion en fonction du volume balayé par le piston . En effet la mesure de la pression est directement accessible par l'expérience (utilisation d'un capteur piézoélectrique dans la chambre de combustion) .

Cette mesure nous donne toute l'information sur les phénomènes internes et en particulier sur la combustion , on doit donc la connaître avec la plus grande précision .

Le volume balayé par le piston varie entre les deux limites , appelées Point Mort Haut " PMH " et Point Mort Bas " PMB " . L'évolution cyclique du moteur quatre temps comprend comme son nom l'indique 4 phases :

- admission .
- compression .
- détente .
- echappement .

Sur la figure sont indiquées, les événements qui se produisent le long du cycle :

- FA, fermeture de la soupape d'admission .
- DC, allumage et début de la combustion .
- FC, fin de la combustion .
- DE, ouverture de la soupape d'échappement .
- OA, ouverture de la soupape d'admission .
- FE, fermeture de la soupape d'échappement .

Le travail des forces de pression sur le piston pendant le cycle vaut : $W_i = \int P dV$. (travail indiqué) .

on remplace fréquemment la pression variable par une pression constante fictive qui s'exercerait tout au long de la course et produirait le même travail, cette pression est appelée pression moyenne indiquée (PMI)

$$PMI = \frac{\int P dV}{V_c} \quad \text{ou } V_c = \text{cylindrée} .$$

La PMI peut être décomposée en deux termes :

- PMIBP (pression moyenne indiquée basse pression) négative, représente le travail de pompage . Il s'agit des phases d'admission et d'échappement dans lesquelles interviennent les processus de transferts de masse et de transferts thermiques .

- PMIHP (pression moyenne indiquée haute pression) positive, représente le travail utile . Il s'agit des phases de compression et de détente dans lesquelles interviennent les processus de réactions chimiques et de transferts thermiques .

On a :

$$PMI = PMIHP + PMIBP .$$

Le travail effectivement transmis à l'arbre moteur est dégradé par les pertes de frottement, ce qui nous donne :

$$PME = PMI - PMF$$

avec PME : pression moyenne effective. (lié au déroulement de la combustion) .

PMF : pression moyenne de frottement. (lié aux conditions mécaniques) .

On verra plus loin l'importance relative de ces termes .

Le rappel ci-dessous se limite donc aux définitions des variables fondamentales des moteurs à allumage commandé , variables qui sont d'une part les paramètres de réglage : avance à l'allumage régime , taux de compression , remplissage , recyclage des gaz d'échappement , richesse du mélange carburé ; et d'autre part les variables de sortie du cycle , c-a-d , la pression moyenne indiquée déjà défini la consommation spécifique indiquée et le rendement indiqué .

Richesse :

La richesse , notée RICH , est définie comme le rapport du dosage réel (d_{reel}) et stoechiométrique (d_{st}) .
Le dosage est le rapport de la masse de carburant (m_c) à la masse d'air .

$$RICH = \frac{d_{\text{reel}}}{d_{\text{st}}} = \frac{\left(\frac{m_c}{m_a} \right)_{\text{reel}}}{\left(\frac{m_c}{m_a} \right)_{\text{stoechiométrique}}}$$

Le dosage stoechiométrique , comme son nom l'indique , est le rapport des débits tel que l'air et le carburant soient en proportions stoechiométriques c-a-d qu'ils soient tous deux brûlés totalement ; dans le cas d'un mélange stoechiométrique il n'y a donc ni oxygène , ni carburant résiduel dans les gaz brûlés .

Les richesses supérieures à l'unité indiquent un excès du carburant par rapport au mélange stoechiométrique (mélange riche) et inversement , les richesses inférieures à l'unité indiquent un excès d'air (mélange pauvre) .

Remplissage :

Le remplissage en air définit le rapport de la masse d'air admise à la masse d'air, qui, aux conditions standards (1atm et 25 °C) occuperait un volume égal à la cylindrée du moteur .

$$\text{REMP} = \frac{\text{masse d'air réelle}}{\text{masse d'air théorique}}$$

Avance à l'allumage :

L'avance à l'allumage, désigné par AV, est l'angle exprimé en degré de vilebrequin, qui s'épare le point d'allumage du point mort haut de compression.

Taux de compression :

Le taux de compression, appelé aussi rapport volumétrique de compression désigné par TAU, est le rapport entre le volume occupé lorsque le piston se trouve au point mort bas et le volume occupé lorsque le piston se trouve au point mort haut.

$$\text{TAU} = \frac{V_m + V_c}{V_m}$$

avec V_m = volume mort .
 V_c = volume de cylindre :

Distribution :

La distribution représente la position dans le cycle et la forme des cames qui commandent l'ouverture des soupapes d'admission et d'échappement.

Taux de recyclage :

Le taux de recyclage des gaz d'échappement, désigné par TRECY, est le rapport entre la masse de gaz d'échappement recyclé

et la masse totale admise (air + gaz brulés) , différente du pourcentage de gaz résiduels total :

$$TREC Y = \left(\frac{\text{masse recyclée}}{\text{masse recyclée} + \text{air}} \right) \cdot 100$$

Consommation spécifique indiquée :

Pour un point de fonctionnement donnée , le moteur consomme un certain débit de carburant , que l'on peut exprimer , par exemple en gr/h . A ce débit est associé un travail indiqué , donc une puissance indiquée . La consommation spécifique indiquée , CSI , est définie en rapportant la consommation horaire , CH (exprimé en gr/h) à la puissance indiquée PI (exprimée par exemple en kWh) .

$$CSI = CH / PI \quad \text{° gr/ch.h \$}$$

ou

$$PI = PMI \cdot V_c \cdot \frac{RPM}{60} \cdot \frac{1}{2}$$

avec RPM : régime de rotation (exprimé en tr/min) .

Le facteur 1/2 tient compte du fait que dans un moteur à 4 temps , un tour sur deux seulement est moteur .

La notion de CSI est utilisée pour caractériser le rendement associé à la production de travail indiqué ; ce qui donne le rendement indiqué .

De la même façon , on utilise la notion de CSE pour caractériser le rendement associé à la production de travail effectif .

RENDEMENTS

Les consommations spécifiques peuvent être considérées comme une mesure de rendement de l'installation . Cependant , les comparaisons basées sur les consommations spécifiques n'ont de sens que si les pouvoirs calorifiques des carburants sont identiques .

On aura :

$$\eta = \frac{61,8}{C S}$$

Rendement indiqué :

Le rendement indiqué η_I est défini par l'expression :

$$\eta_I = \frac{P I}{P_{comb}}$$

ou P_{comb} = puissance fournie par le combustible .

$$= q_c \cdot PCI$$

q_c = débit du carburant (g / s)

PCI = pouvoir calorifique inférieur du combustible .

$$\circ \quad C S I = \frac{C H}{P I} \quad \text{-----} \rightarrow \quad P I = \frac{C H}{C S I}$$

$$q_c = \frac{C H}{3600}$$

$$\rightarrow \eta_I = \frac{C H \cdot 1 \cdot 3600}{C S I \cdot C H \cdot P C I} \quad \text{-----} \rightarrow \eta_I = \frac{3600 \cdot 1}{P C I \cdot C S I}$$

Pour permettre au lecteur d'avoir une approche claire du calcul du rendement , on citera le rendement calculé à partir de l'essence puis à partir du biogaz moyen .

ESSENCE

Le PCI de l'essence vaut 10250 Kcal / Kg .

$$c a d \quad 10250 \cdot 4,184 = 42\,888 \text{ KJ / Kg} = 42,888 \text{ J / g} .$$

$$\eta_I = \frac{3600 \cdot 1}{42,888 \cdot \text{CSI}}$$

Et l'expression finale du rendement indiqué est donc :

$$\eta_I = \frac{83,9}{\text{CSI}} \quad \text{si CSI est exprimée en gr / KW h .}$$

ou

$$\eta_I = \frac{61,8}{\text{CSI}} \quad \text{si CSI est exprimée en gr / ch h .}$$

Ces diverses définitions peuvent être retrouvées dans les références (27) , (45) et (50) . (celui du biogaz est décrit au chap 6) .

CHOIX DE LA LOI DE COMBUSTION

Dans les écoles qui ont développé des programmes de simulation de moteurs quatre temps à allumage commandé , il existe deux grandes tendances qui se différencient par le modèle du processus de combustion utilisé , l'une considère que la combustion s'effectue tranche par tranche , sans mélange (30) , (40) , l'autre considère que la combustion est homogène avec deux zones distinctes : les gaz frais et les gaz brûlés (24) , (27) , (31) (39) , (40) , (43) , (45) , (48) .

Le modèle exploité ici appartient à la seconde catégorie .

Dans ce groupe de modèles , on peut encore distinguer ceux qui utilisent une loi apparente de dégagement de l'énergie sans préciser la géométrie du front de flamme (45) , (24) , (37) , et ceux qui utilisent le concept de vitesse de propagation de la turbulence associée à une géométrie particulière du front (25) , (28) .

Le programme utilisé ici développe à la fois un modèle de combustion avec une loi apparente de dégagement de l'énergie (modèle de WIEBE) qui a l'avantage d'être simple , et un modèle

de combustion avec propagation du front de flamme (formule de VAN TIGGELEN et formule globale) . Ce dernier modèle permet de tenir compte des paramètres géométriques de la chambre de combustion et de l'influence des facteurs chimiques , tels les gaz résiduels . (45) , (56) .

Dans le cas de la propagation de la flamme , il faut émettre des hypothèses d'une part sur la nature et la forme de la propagation du front de flamme et d'autre part sur l'action de la turbulence qui reigné dans la chambre .

On suppose ici que le front de flamme est infiniment mince et qu'il se propage selon une sphère centrée sur la bougie d'allumage (28) , (31) , (42) .

La turbulence , quant à elle , est prise en compte par l'introduction d'un facteur de turbulence qui est le rapport entre la vitesse de propagation de la flamme turbulente et la vitesse de propagation laminaire (6) , (18) , (24) , (25) , (35) , (37) , (40) , (42) , (43) , (46) , (48) , (54) , (55) .

L'interaction de la flamme , sur la turbulence est négligée .

Le facteur de turbulence dépend du régime de rotation , du remplissage en air et de la forme de la chambre .

Quant aux gaz résiduels qui sont calculés par itération , il est tenu compte de leurs effets chimiques sur la vitesse laminaire et de leurs effets physiques dans le mélange carburé initial .

Pour écrire les équations du modèle on suppose que la pression est homogène dans la chambre de combustion , hypothèse qui est bien vérifiée , sauf dans le cas des moteurs à préchambre ou à charge stratifiée .

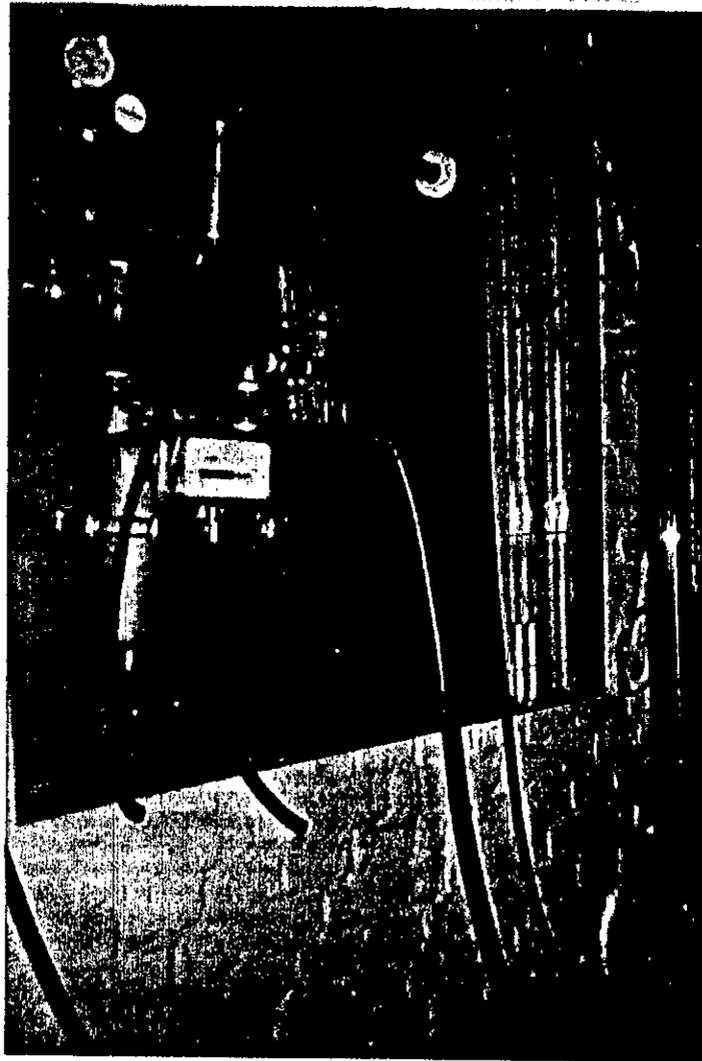
Selon la phase du cycle envisagée on applique la loi des gaz parfaits , la loi de conservation de la masse et le premier principe de la thermodynamique , à un ou deux systèmes thermodynamiques . (VOIR CHAP 8) .

Deuxième Partie

***ETUDE
EXPERIMENTALE***

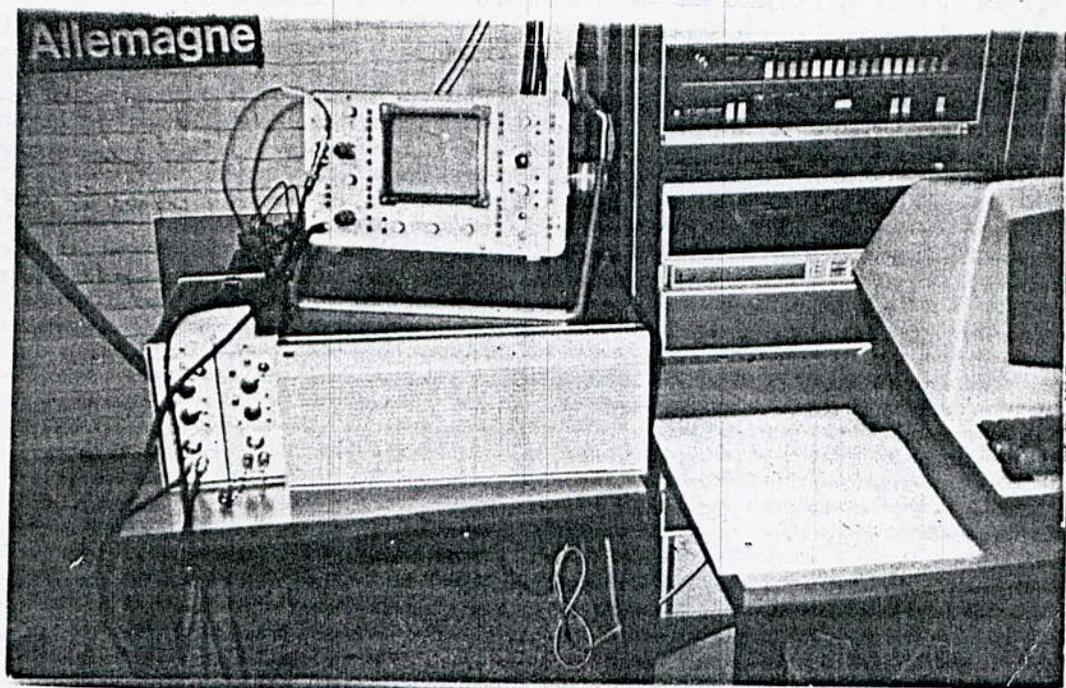
CHAPITRE 3

BANC D'ESSAI

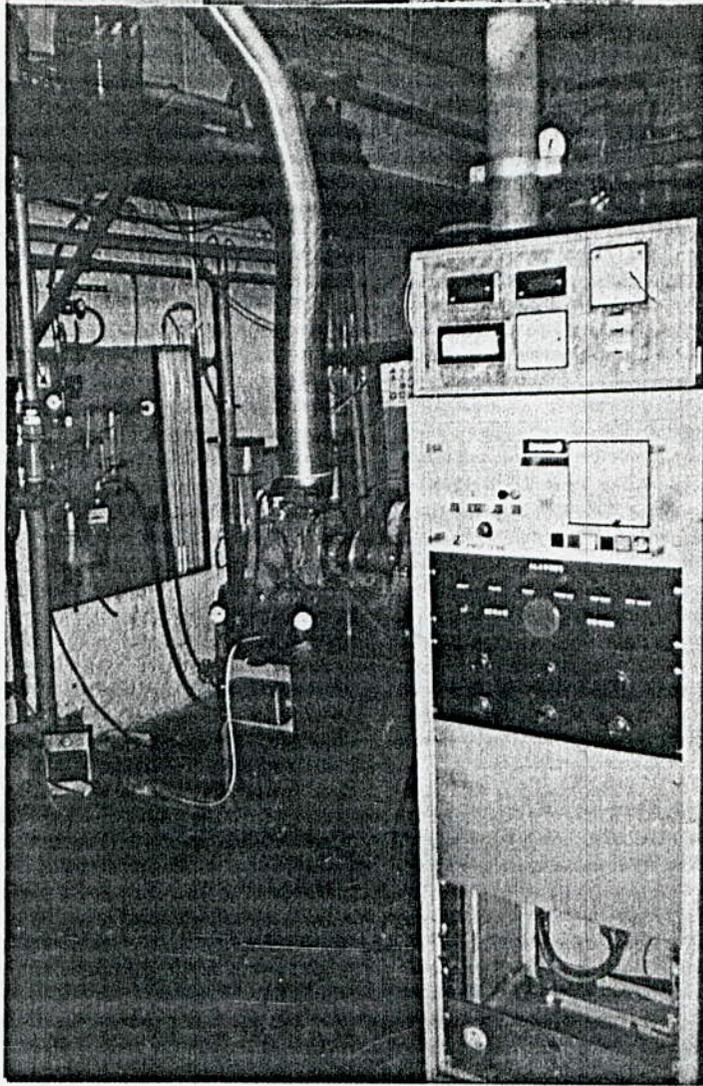


DEBIMETRE AVEC SON INSTALATION

Fig 26

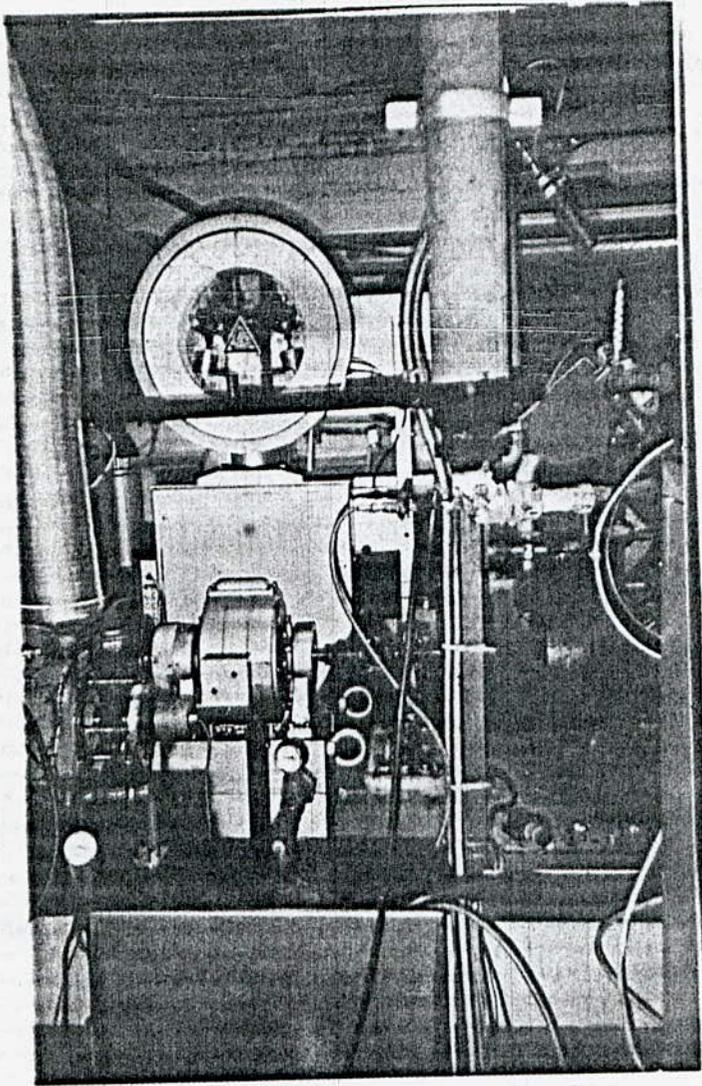


SALLE DE L'ORDINATEUR "ACQUISITIONS"



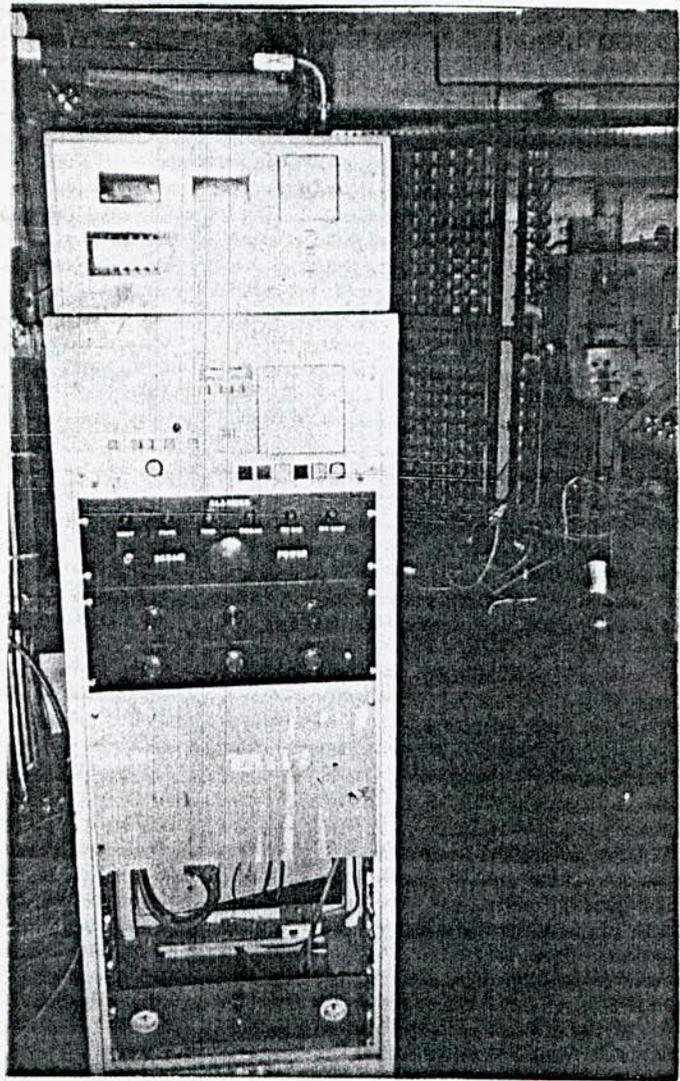
VUE GENERALE DU BANC D'ESSAI COTE COMMANDE

Fig 12



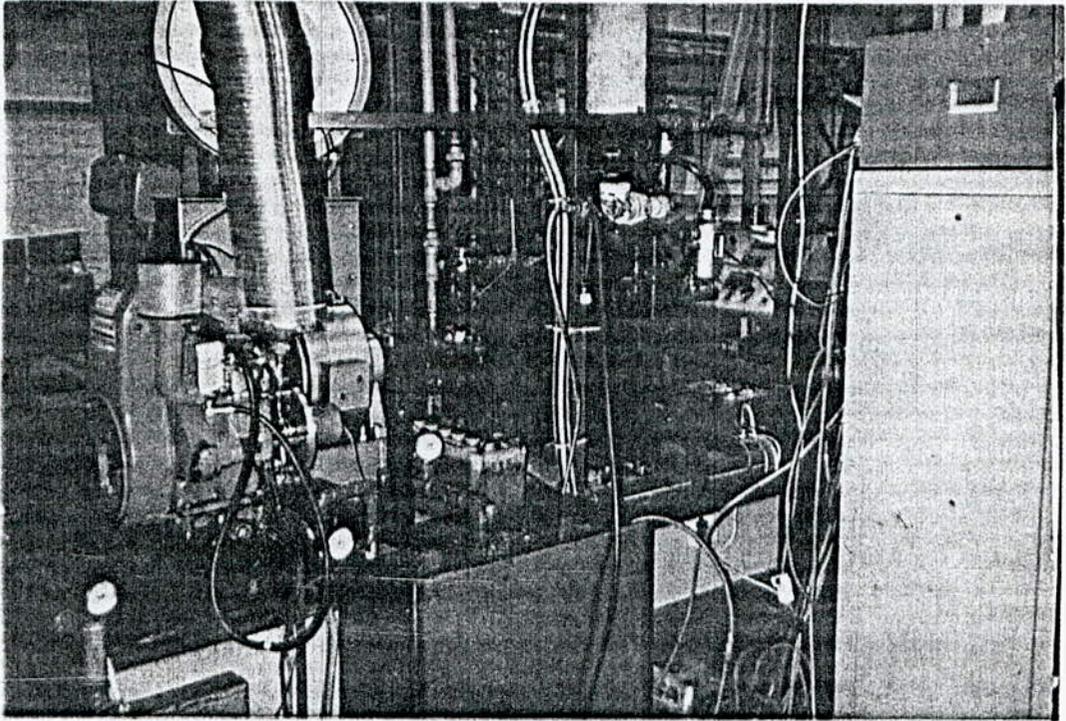
VUE GENERALE DU BANC D'ESSAI COTE ACCOUPLEMENT

Fig 13



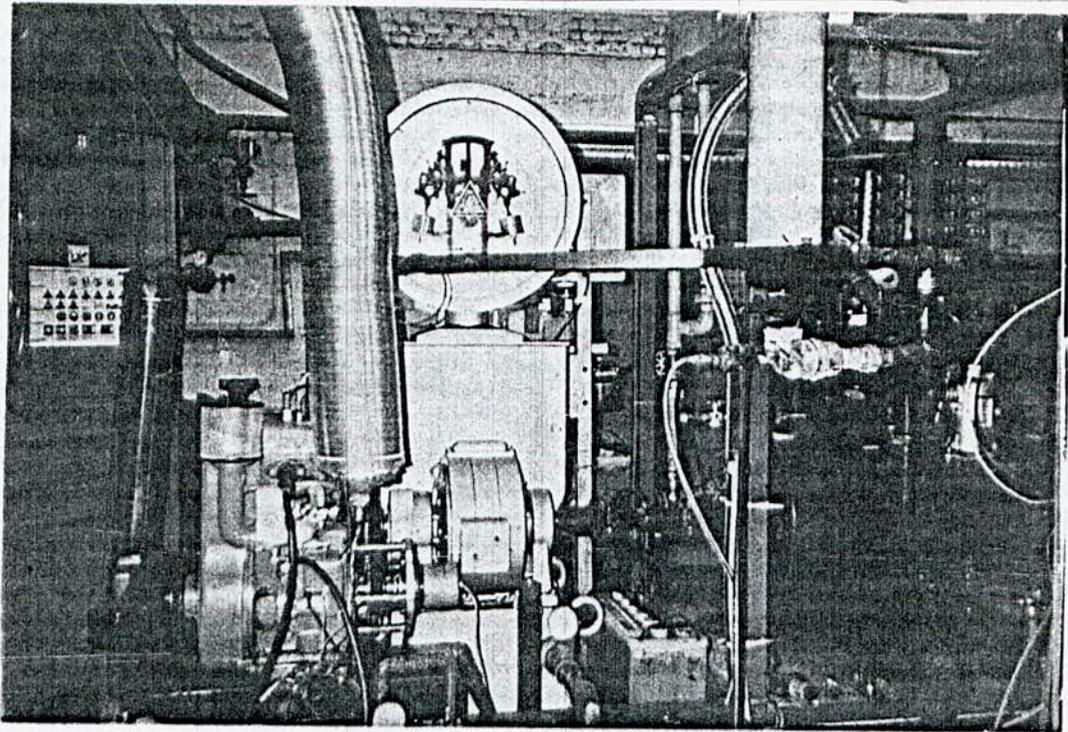
PUPITRE DE COMMANDE

fig 14



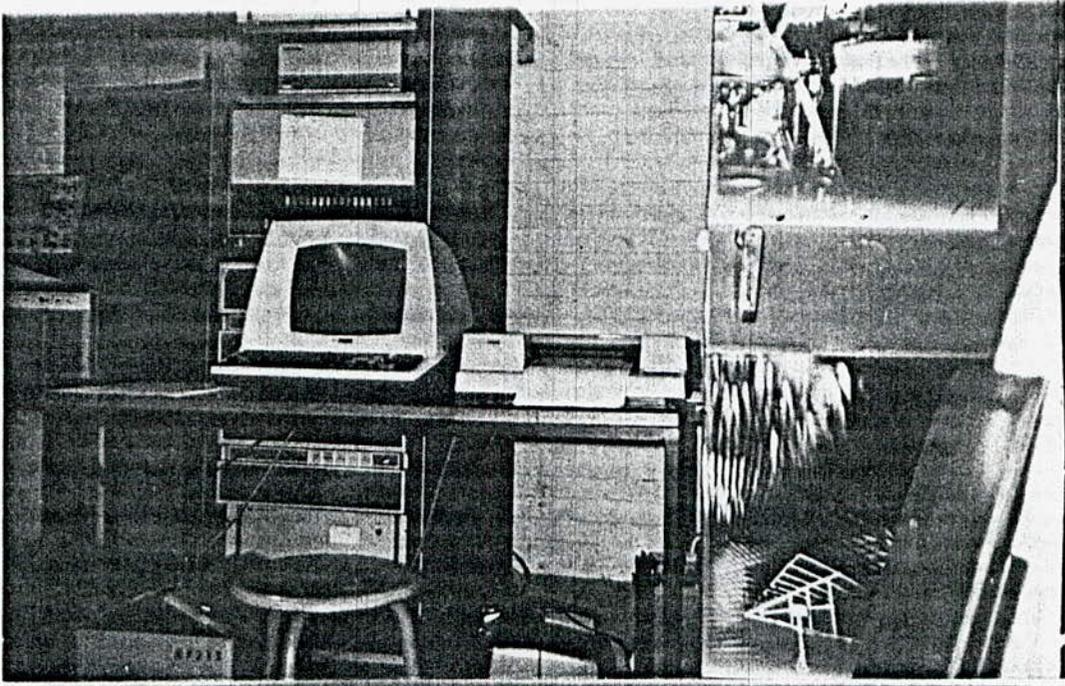
MOTEUR AENL

Fig 15



BALANCE DE MESURE DU COUPLE . MOTEUR

Fig 16



- CONSOLE INTERACTIVE
- IMPRIMANTE

fig 18

BANC D'ESSAI - Moteur AENL

Plan d'ensemble

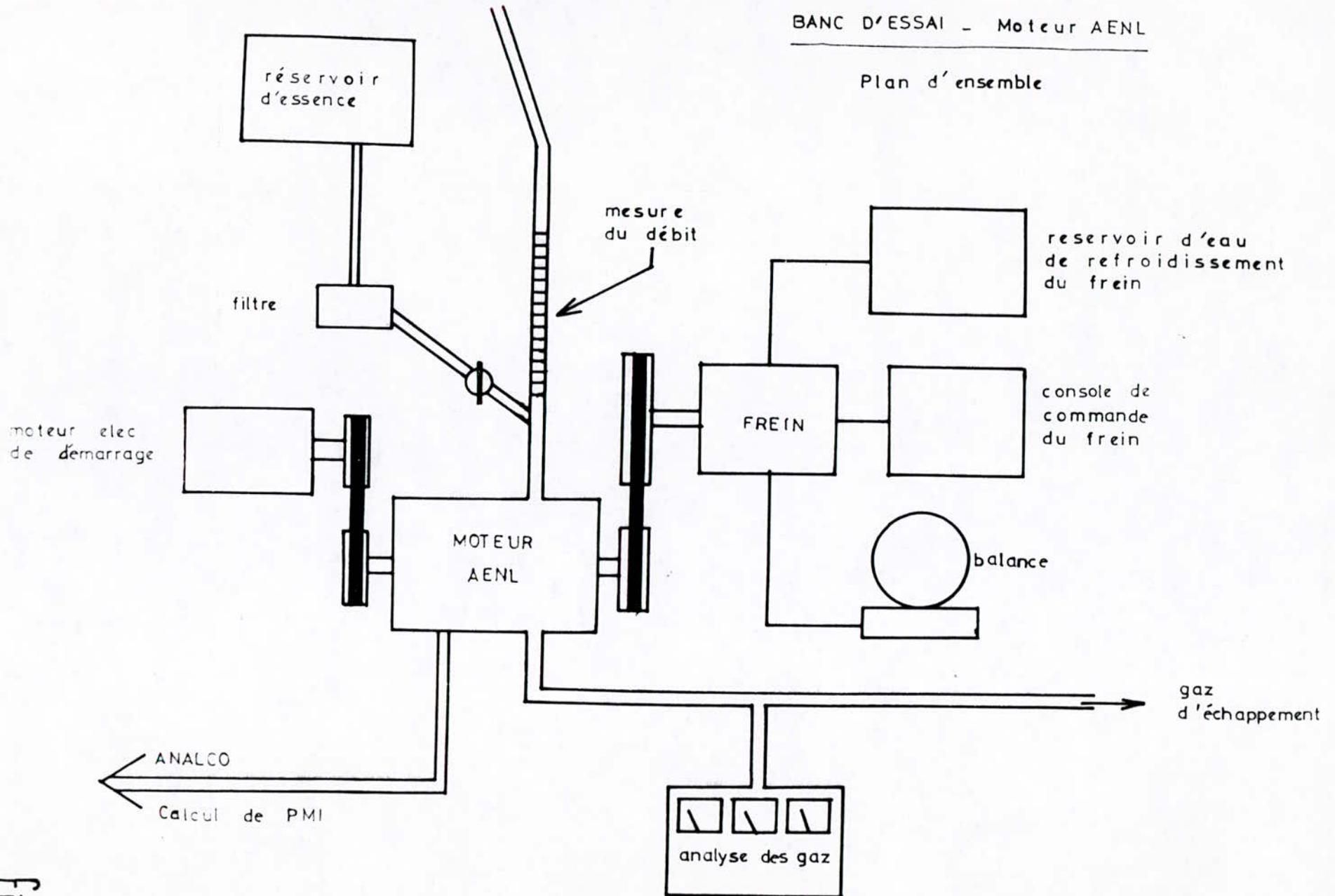


Fig 19

Fig 20

SYSTEME D'ACQUISITION

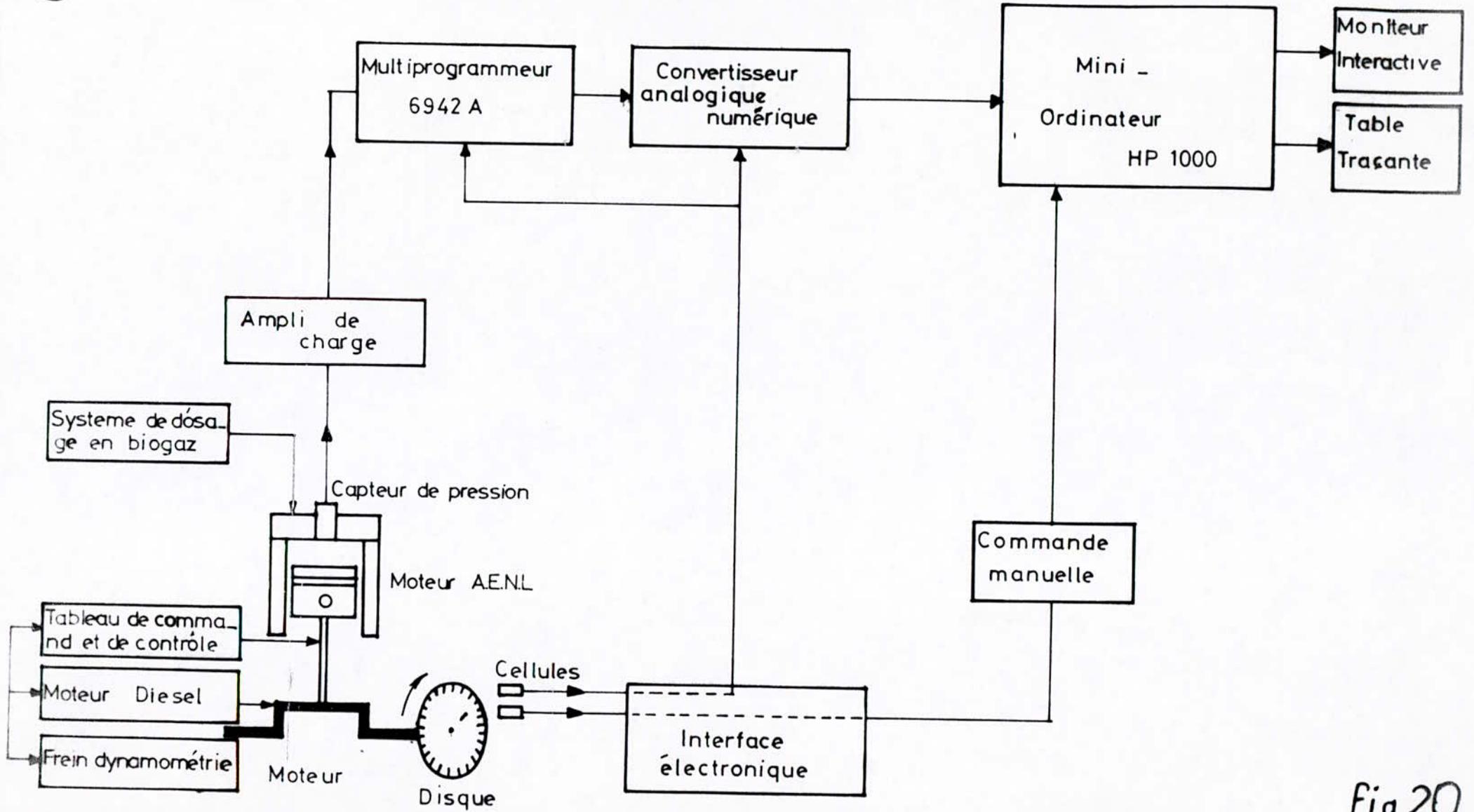


Fig 20

MOTEUR AENL - Plan culasse

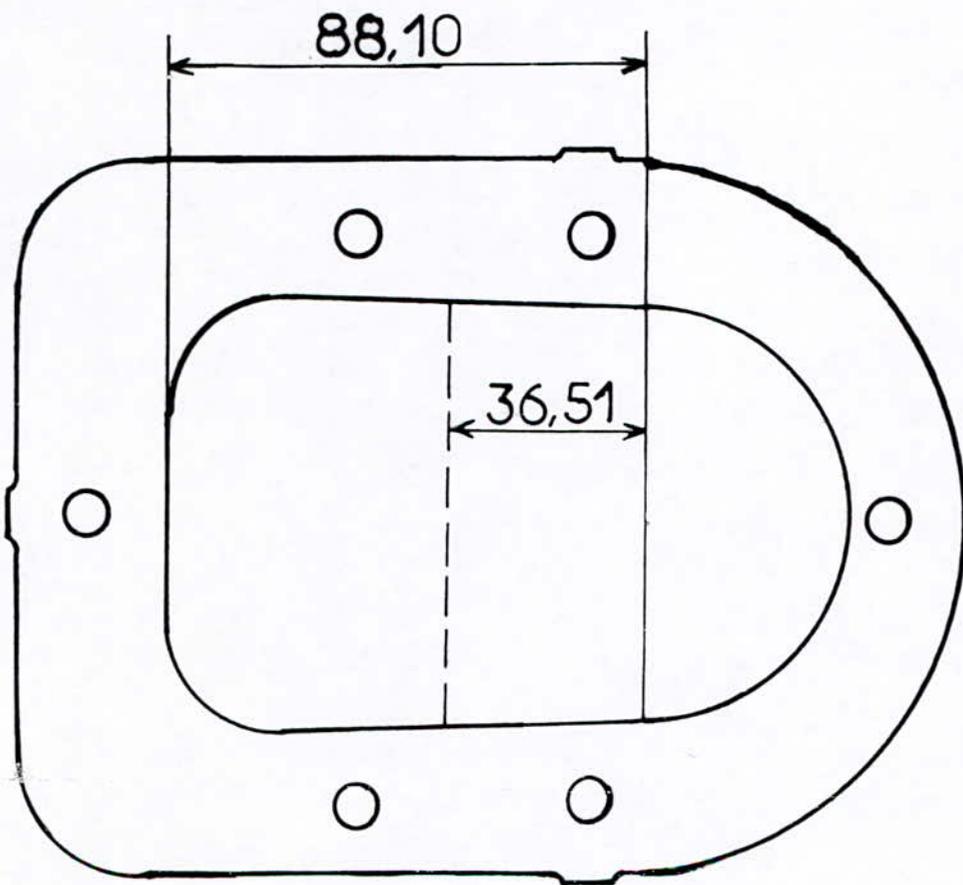
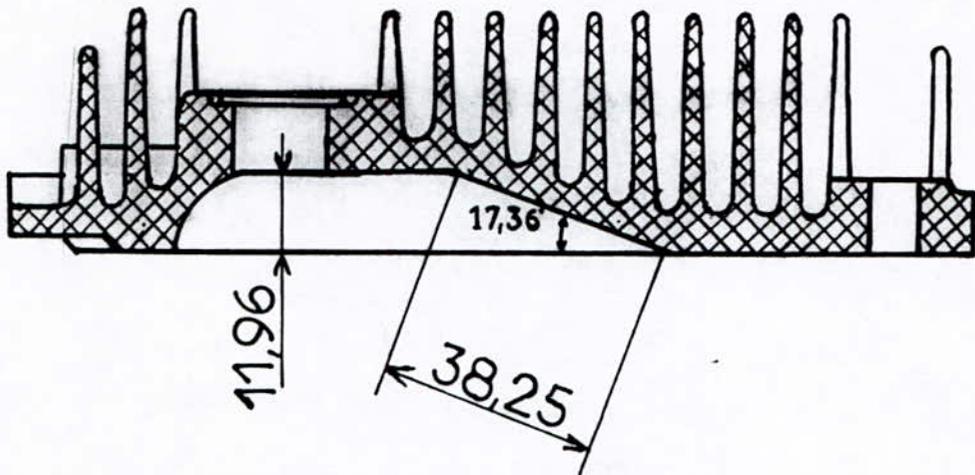


Fig 23

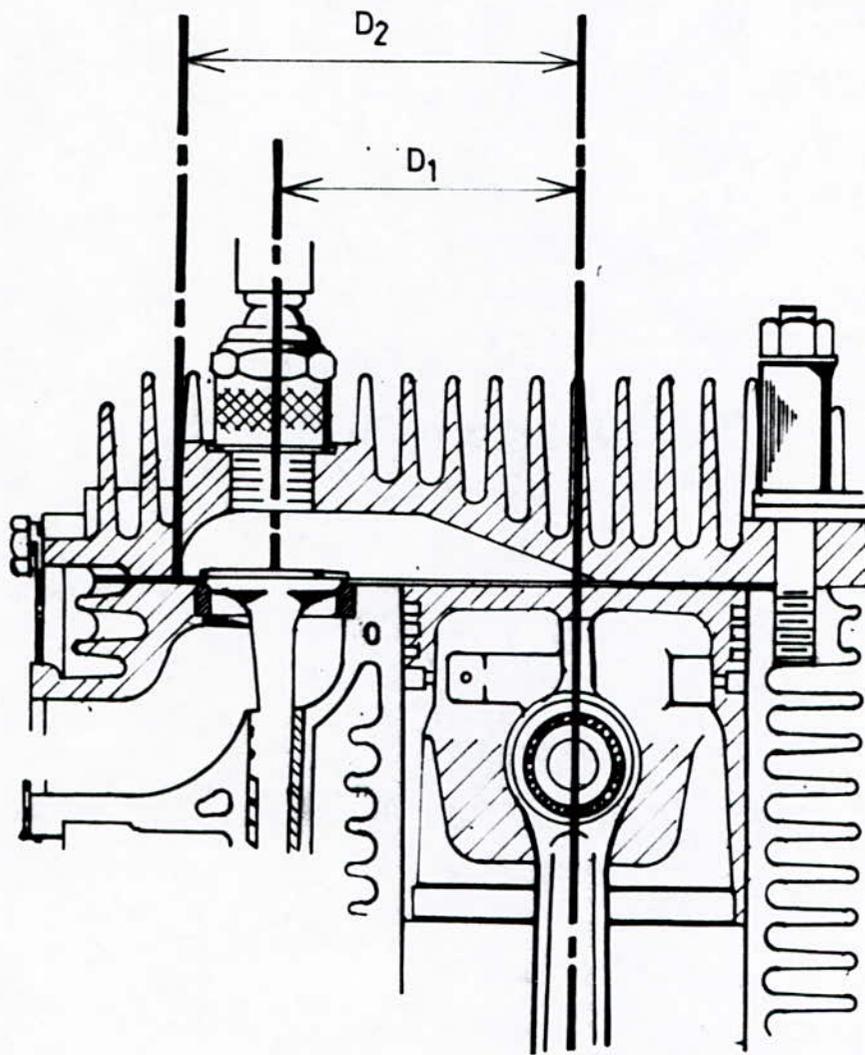
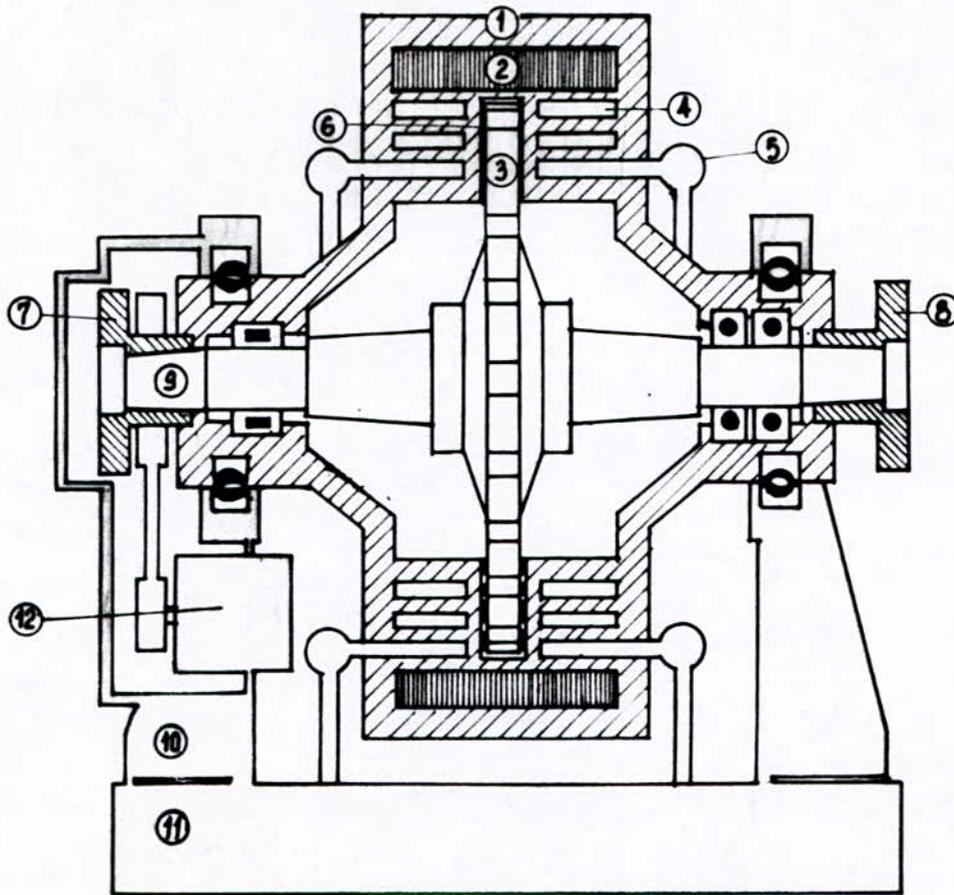


Fig 24

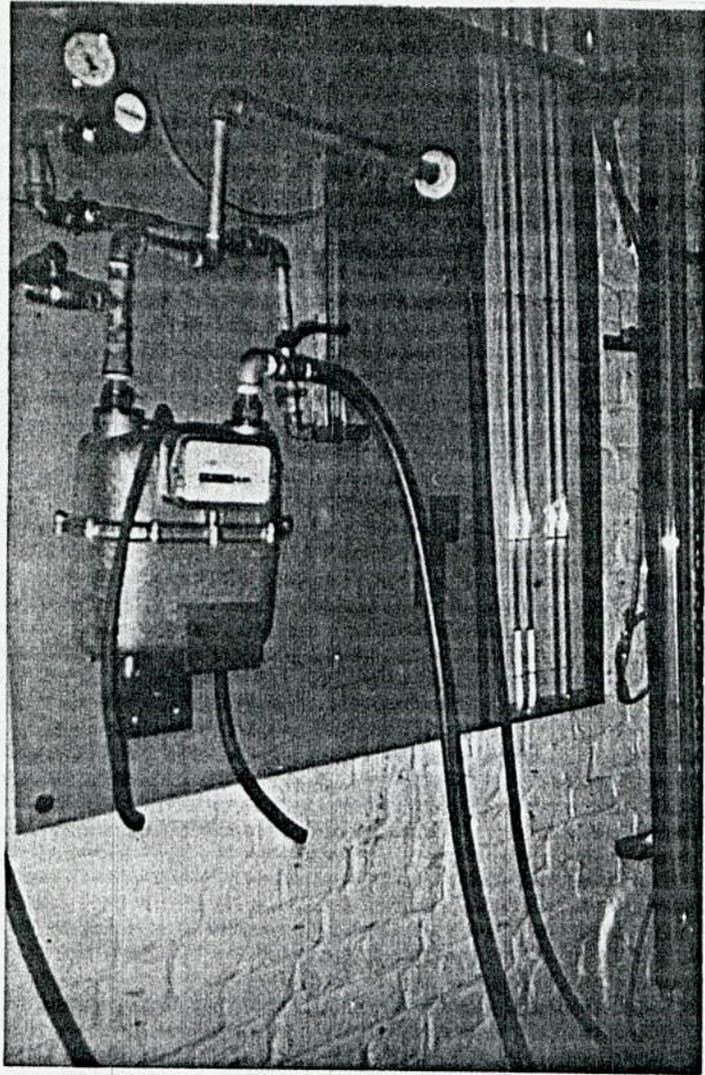
— Frein à courants de Foucault —



□ Pièces fixes
▨ Pièces pendulaires

1. Carter du frein
2. Bobinage d'excitation
3. Roue polaire
4. Chambres de refroidissement
5. Refroidissement par eau
6. Entrefer
- 7.8. Brides d'accouplement
9. Arbre du frein
10. Palier support
11. Chassis-cadre
12. Générateur tachymétrique

Fig 25



DEBIMETRE AVEC SON INSTALATION

Fig 26

Longueur de la bielle	:	020.349 cm
Rayon de la manivelle	:	004.128 cm
Piston	:	à tête plate
Chambre de combustion	:	à soupapes latérales
Diamètre de la soupape d'admission	:	003.335 cm
Diamètre de la soupape d'échappement	:	003.178 cm
Nombre de soupapes d'admission	:	1
Nombre de soupapes d'échappement	:	1
Surface de la culasse	:	136.056 cm ²
Surface de la chemise au point mort haut	:	000.000 cm ²
Surface du piston	:	045.604 cm ²
Excentricité de la bougie	:	000.530 cm
Epaisseur du joint de culasse état serré:	:	000.110 cm

Le calage de la distribution se présente de la manière suivante :

Angle d'ouverture de la soupape d'admission	693 dv
Angle de fermeture de la soupape d'admission	963 dv
Angle d'ouverture de la soupape d'échappement	483 dv
Angle de fermeture de la soupape d'échappement	738 dv

On retrouve à la figure 23 LE plan de la culasse et à la figure 24 la mesure de l'excentricité de la bougie .

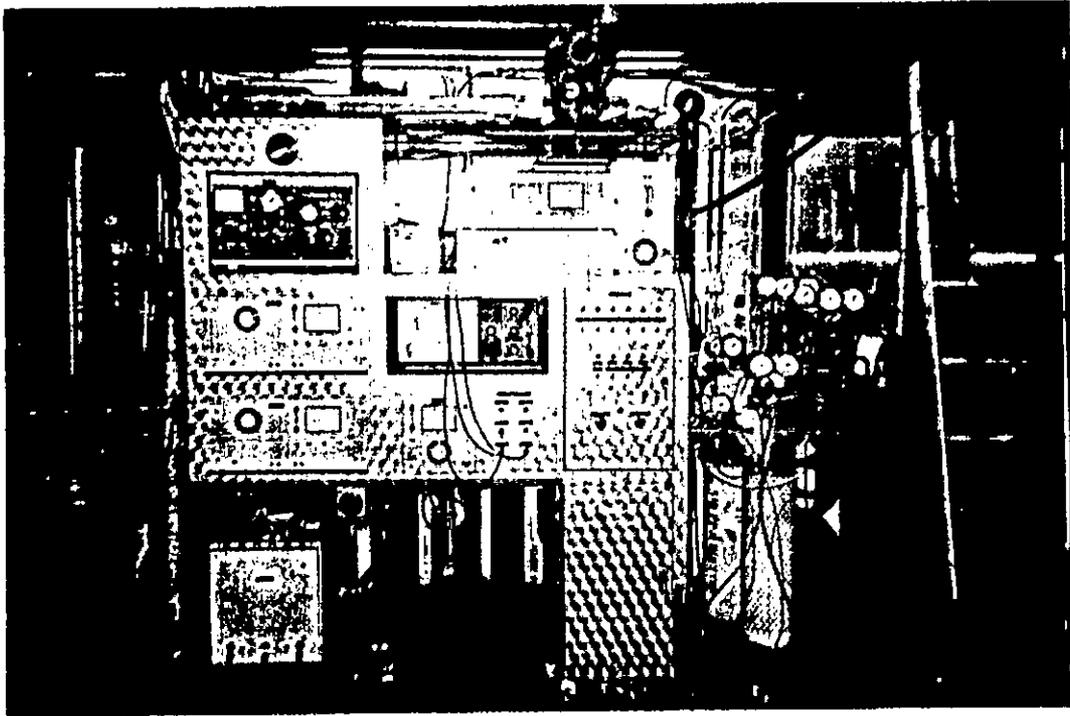
LE CHARGE

La machine réceptrice accouplée au moteur est un frein à courant de foucault refroidi par eau (fig n° 25)

Les courants de foucault sont créés par la rotation du rotor du frein dans un champ magnétique , qui est engendré par un courant continu circulant dans un bobinage d'excitation monté à la périphérie du carter .

Le champ magnétique qui s'oppose au champ d'excitation et exerce l'effet de freinage dépendant de la tension d'excitation est créé par les courants de foucault .

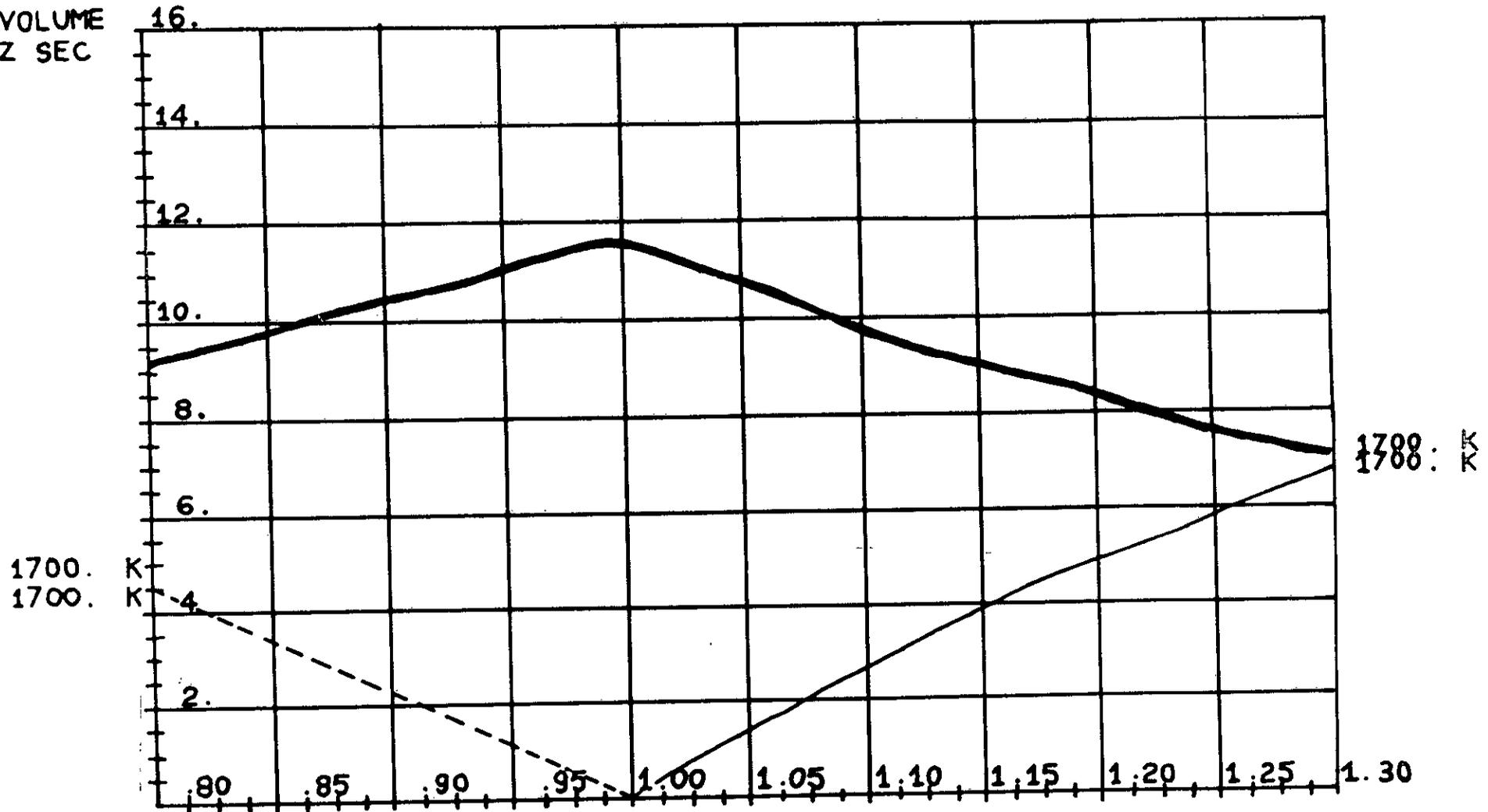
Le couple de freinage est transmis au carter , monté en balance , puis du carter à l'instrument de mesure par l'intermédiaire du bras de levier .



INSTALLATION POUR L'ANALYSE DES GAZ D'ÉCHAPPEMENT

Fig 27

% VOLUME
GAZ SEC



COMPOSITION DU CARBURANT

NB DE MOLES DE C = 1.0000
 NB DE MOLES D'H = 4.0000
 NB DE MOLES D'O = 0.0000
 NB DE MOLES D' N = 0.0000

————— CO2
 - - - - - CO
 O2

RICHESSSE

Il existe sur le banc d'essai une régulation sur la vitesse de rotation du moteur . La boucle de régulation agit sur le courant d'excitation du frein de foucault pour maintenir la vitesse constante . (voir fig 25)

LES DISPOSITIFS DE MESURES

Les grandeurs relevées au banc d'essai sont :

- la vitesse de rotation du moteur
- le remplissage en air
- la richesse du mélange
- l'angle de 50 % de brûlé
- la hauteur de la loi de combustion
- la pression moyenne indiquée ; celle-ci est déterminée grâce à un programme d'intégration qui traite les pressions mesurées dans le cylindre à l'aide d'un capteur piezoélectrique .

On a la possibilité de vérifier la pression moyenne indiquée à partir du couple effectif mesuré et à partir de la pression moyenne de frottement .

Le couple effectif

Celui-ci est déterminé à l'aide du frein de foucault . Il est donné par le produit de la force d'appui (exprimée en N) par le bras de levier (qui vaut 0,9549 m dans ce cas-ci) , le tout multiplié par le rapport de démultiplication de l'accouplement moteur frein (qui vaut 0,5 dans ce cas)

$$CE = \text{Force} \cdot d \cdot f$$

Le débit de gaz

Un compteur volumétrique avec son installation nous fournit la mesure du débit gazeux (m^3 / h) (fig n° 26)

La richesse

L'analyseur des gaz nous permet de mesurer la concentration en CO , CO₂ et O₂ des gaz d'échappement (fig n° 27) .

La richesse est retrouvée en consultant l'abaque de la fig n° 28 .

Le circuit d'alimentation en biogaz

Le biogaz est un mélange de dioxyde de carbone et de méthane le mélange est réalisé à l'aide du circuit d'alimentation prévu à cet effet (fig n° 29) .

Pression moyenne de frottement

Dans la pratique , le travail des forces de pression n'est pas intégralement transmis à l'arbre moteur car il subit une dégradation due aux pertes par frottement .

On a l'habitude de concrétiser ces pertes par frottement en définissant une pression fictive , nommée pression moyenne de frottement , PMF qui est telle que :

$$PME = PMI - PMF$$

Où :

PME : Pression moyenne effective ou pression constante effective qui s'exercerait tout au long de la course tout en donnant le même travail à l'arbre que la pression fluctuante réelle

PMI : Pression moyenne indiquée (résultant de la combustion)

PMF : Pression moyenne de frottement (mécanique)

Dans ce modèle de calcul on considère que la PMF est fonction de la vitesse moyenne du piston on a :

$$PMF = 0,375 + 0,085 \cdot V_{mp} \quad (\text{bar})$$

avec :

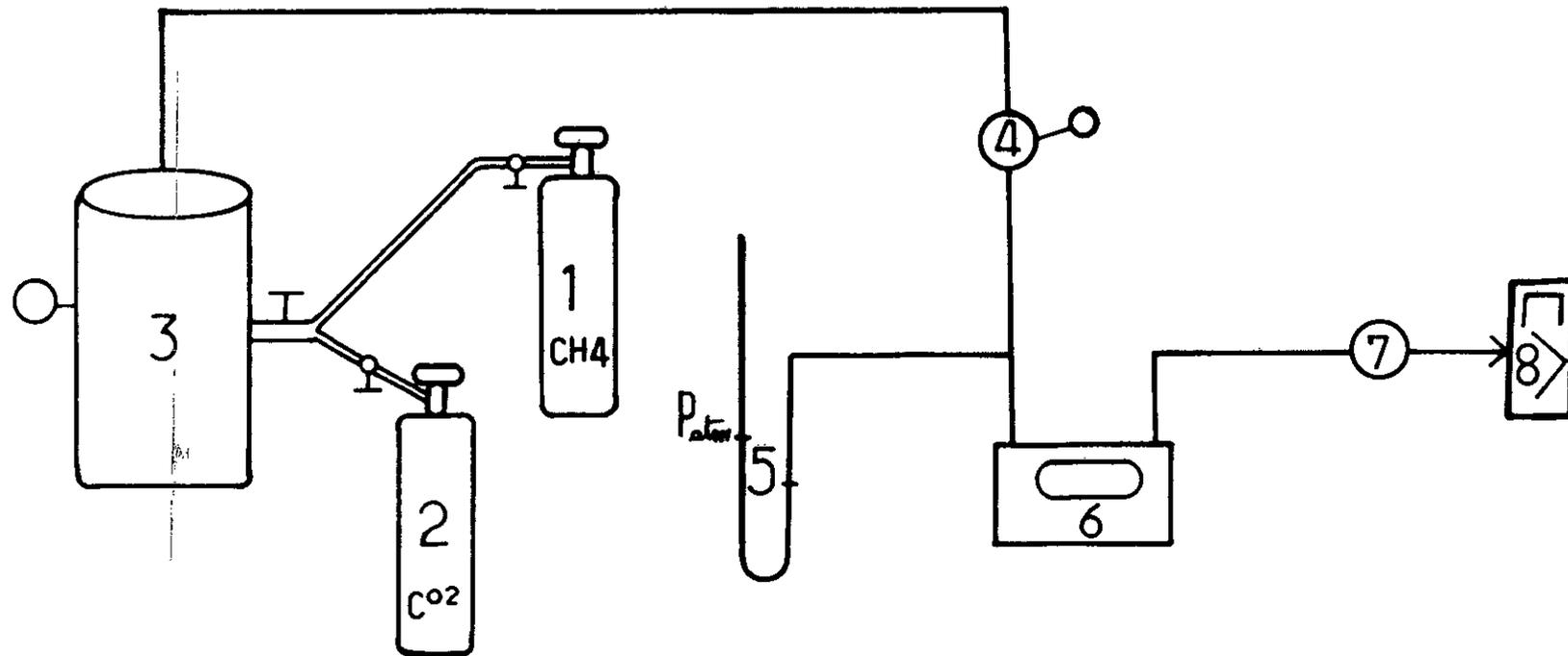
V_{mp} = vitesse moyenne du piston

= $C \cdot \text{RPM} / 30$

C = course du piston (m)

RPM = régime de rotation (tr / min)

CIRCUIT D'ALIMENTATION DU BIOGAZ



1. bonbonne de méthane.
2. bonbonne de dioxyde de carbone.
3. cuve où le mélange méthane dioxyde de carbone est réalisé.
4. détendeur (vanse de réglage de la pression).
5. manomètre à mercure mesurant la pression relative du gaz.
6. compteur volumétrique de gaz.
7. détendeur de gaz.
8. carburateur - moteur.

ETALONNAGE DU CAPTEUR DE PRESSION
12QP 300 CVK - 337 (Gain: 4,1K)

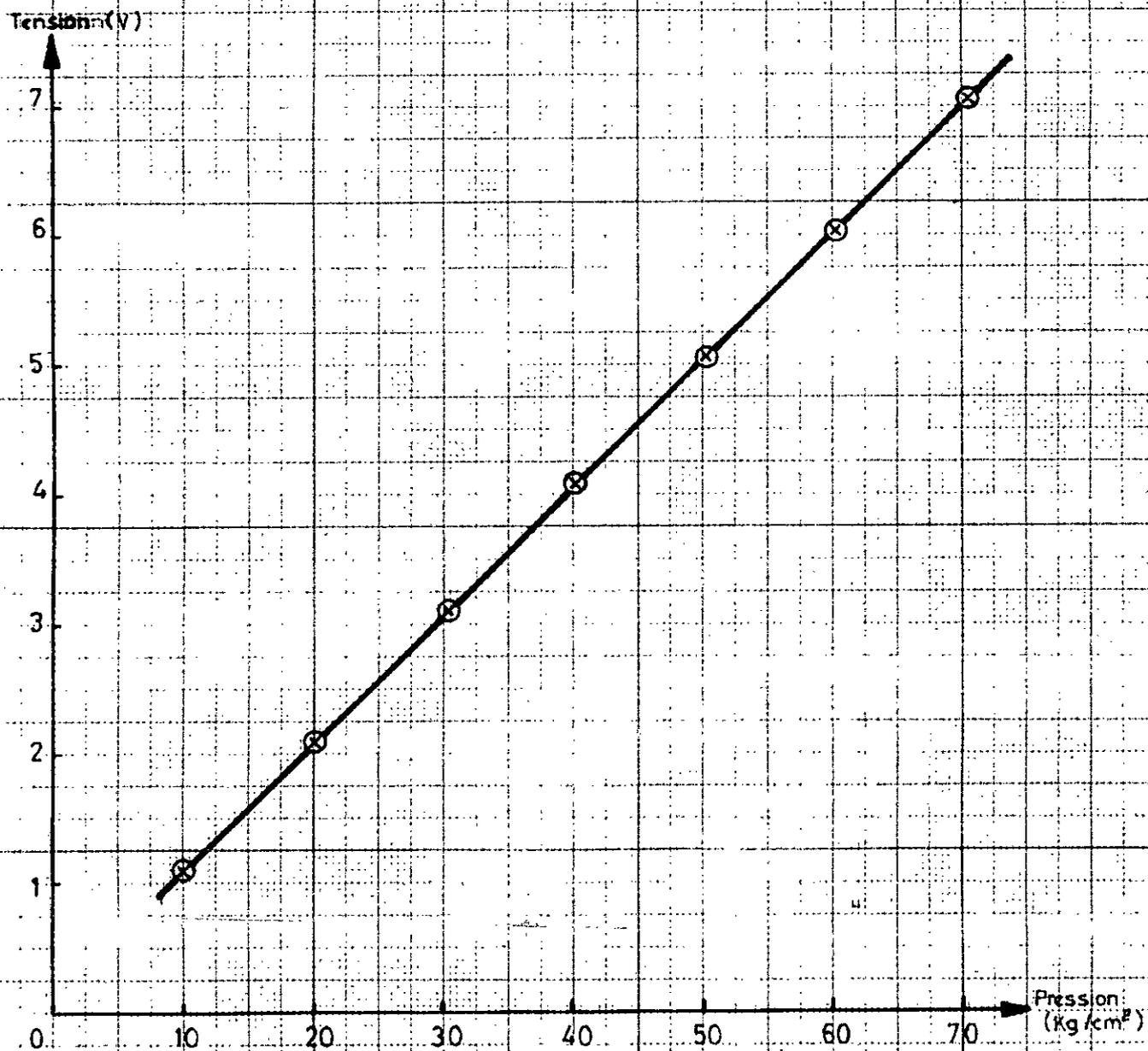


fig 3

Pression moyenne effective

On peut la calculer de la manière suivante :

$$PME = 4 \cdot PI \cdot CE / CYL \quad (\text{Pascal})$$

CE = couple effectif (Nm)
 CYL = cylindrée (m³)

CHAINE D'ACQUISITION DE DONNEES :

Un ordinateur HP-1000 nous permet de traiter les valeurs de pressions dans la chambre de combustion . Ces valeurs arrivent à l'ordinateur à l'aide d'une chaîne d'acquisition (fig n° 20)

Elle se compose de plusieurs éléments :

- un capteur de pressions
- un générateur d'impulsions
- un amplificateur de charges
- un boîtier de commande
- le multiprogrammeur

Le capteur de pression

Un capteur à quartz est placé dans la chambre de combustion . Il génère une impulsion électrique proportionnelle à la pression qui lui est appliqué . Pour l'étalonnage , qui doit être très précis , un appareillage pneumatique nous permet d'étalonner les capteurs de pression . (voir fig n° 30 a b c d) . a la figure 31 on représente un exemple de ses étalonnages

L'amplificateur de charge

L'amplificateur de charge permet la transformation des charges émises en tensions . L'échelle de calibrage permet une conversion " pression / tension " telle que 10 volts représentent 100 bars .

L'amplificateur possède une constante de temps ajustable . Pour éviter une dérive possible du capteur la constante doit être assez faible d'une part , d'autre part elle doit être assez grande

pour que l'ampli puisse conserver la valeur de la pression durant le temps de la conversion . (fig 32 a b c d) .

Le générateur d'impulsion

Le générateur est monté sur le villebrequin et calé avec le moteur avec précision . Le disque composant le générateur est pourvu de deux réseaux de fentes :

-Le premier est constitué de 360 fentes espacées d'un degré . Une diode émettrice de rayons infra-rouges produit une impulsion dans un phototransistor lors de chaque passage d'une fente .

-Le deuxième est constitué d'une seule fente .une diode émettrice produira une impulsion par tour dans un phototransistor qui donnera le signal de synchronisation , c-a-d l'origine des angles à partir de laquelle se fait l'acquisition . (fig 33) .

Le boîtier de commande

La commande du début d'acquisition synchronisé du signal de pression est enclenché par un interrupteur .

Le multiprogrammeur (fig n° 34 a b c d)

La carte appelé A / D du multiprogrammeur est commandé par les impulsions du signal de trigger qui arrivent sur sa borne EXT , et stocke les valeurs dans la carte mémoire .

L'ordinateur relit les valeurs de pression et les différents programmes élaborés font le traitement .

Les différents programmes qui permettent le traitement des données expérimentales seront présentés en annexe .

CHAPITRE 4

PROGRAMME DE PRISE
DE MESURE SUR BANC

PROGRAMME DE PRISE DE MESURE

SUR BANC D'ESSAI

Notre stage effectué à l'institut de mécanique appliquée de l'université libre de Bruxelles nous a permis de collaborer avec l'équipe de recherche à la mise au point des programmes d'acquisition de données sur banc d'essai de moteur sous la direction de M^r. B. LEDUC directeur de l'institut.

Le programme s'intitule " MESUR " .

Il a été rédigé en fortran 77 .

Il est repris à la fin du chapitre .*

PRINCIPE :

LECTURE DES DONNEES

ACQUISITION DES 720 VALEURS DE PRESSIONS PAR CYCLE

CALCUL DE LA PMI

STOCKAGE DE 100 VALEURS + LA PMI + LES DONNEES

END

Le système informatique installé à cet institut est un HP 1000 ; avec deux consoles , le système d'acquisitions , une imprimante et une table traçante .

DEROULEMENT DU PROGRAMME

L'utilisateur communique au programme les renseignements suivants :

- nom du fichier : NOMC
- vitesse de rotation du moteur ° tr / min § : RPM
- force ° newton § : FORCE
- nombre d'acquisition désiré : GAIN
- temps nécessaire pour consommer 100 l ° s § : NBACQ
- richesse du mélange admis : F
- % CH4 du combustible : CH4
- % CO2 du combustible : CO2
- le point mort haut ° dv § : NPMH

Pour déterminer le point mort haut on utilise un programme calculant l'exposant polytropique de compression et de détente :

Ce programme comprend un test qui vérifie si le P. M. H introduit à l'écran par l'utilisateur est le P. M. H de combustion. Si ce n'est pas le cas, le P. M. H est réctifié par le programme.

Ensuite le programme effectue la lecture et la vérification des données et ouvre un fichier dans lequel sont successivement stockés :

- Les données - JOUR , MOIS , ANNEE , HEURE , MINUTE
° soubroutine DATE §
- RPM , FORCE , GAIN , NBACQ , CONS , F , CH4 et
CO2 ° introduit par l'utilisateur en début
du programme §

Ensuite on a les étapes suivantes :

- appel de la soubroutine d'acquisition (CALL ACQUI)

qui nous fournit pour chaque cycle les 720 valeurs de pressions .

- impression et modification de gain

Il s'agit de la conversion des pressions en bars

- calage du cycle de pressions absolues

La mesure de la pression étant une pression relative , on doit fixer la pression en un point du cycle pour obtenir la pression absolue régnant dans le cylindre . Ce choix est arbitraire car de nombreux paramètres influencent la distribution de pressions tels que l'ouverture du papillon des gaz , la loi de levée des soupapes , la température , les pertes de charge à l'échappement et à l'admission ...

Il est supposé que la moyenne des pressions de la phase d'admission et d'échappement vaut la pression atmosphérique (1 bar)

- calcul de la pression moyenne indiquée (P.M.I)

Ce calcul se fait à l'aide de la soubroutine RPMI (voir programmes)

L'acquisition du cycle étant faite d'une façon discrète , on utilise , pour le calcul de la PMI la forme suivante :

$$P M I = \left[\frac{\sum P \delta v}{VOL_{Cylindree}} \right]$$

et on utilise la méthode du trapèze .

- Remarque : Pour de plus amples informations consulter la partie programme .

CHAPITRE 5

RESULTATS EXPERIMENTAUX

RESULTATS EXPERIMENTAUX

INTRODUCTION

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

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

Les résultats sont présentés sous forme de courbes et sous formes de tableaux numériques .

Les résultats expérimentaux sont recueillis à l'ordinateur , ou directement à la table traçante pour les courbes , à l'aide des programmes d'acquisitions élaborés à cet effet (voir partie programme) .

Pour une meilleur fiabilité des résultats expérimentaux on a porté toutes les mesures sur dix acquisitions chacune .

1 - Première serie de mesures (comprenant huit essais)essai moteur A.E.N.L N° 1

carburant	: méthane pur	
régime de rotation du moteur	: 2000.000	tr/min
richesse du mélange carburé	: 0000.800	
remplissage	: 0000.739	
angle de 50 % de brûlés	: 0388.000	dv
hauteur de la loi de combustion	: 0000.025	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

essai moteur A.E.N.L N° 2

carburant	: méthane pur	
régime de rotation du moteur	: 2000.000	tr/min
richesse du mélange carburé	: 0001.075	
remplissage	: 0000.638	
angle de 50 % de brûlés	: 0385.000	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

essai moteur A.E.N.L N°3

carburant	:	méthane pur	
régime de rotation du moteur	:	2200.000	tr/min
richesse du mélange carburé	:	0001.290	
remplissage	:	0000.632	
angle de 50 % de brûlés	:	0395.000	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

essai moteur A.E.N.L N°4

carburant	:	méthane pur	
régime de rotation du moteur	:	2000.000	tr/min
richesse du mélange carburé	:	0001.290	
remplissage	:	0000.632	
angle de 50 % de brûlés	:	0395.000	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

essai moteur A.E.N.L N° 5

carburant	: méthane pur	
régime de rotation du moteur	: 2000.000	tr/min
richesse du mélange carburé	: 0001.150	
remplissage	: 0000.638	
angle de 50 % de brûlés	: 0385.000	dv
hauteur de la loi de combustion	: 0000.026	1/dv
force mesurée	: 0012.900	N
pression moyenne indiquée	: 0006.563	bar
pression moyenne de frottement	: 0002.451	bar
pression moyenne effective	: 0004.1110	bar

essai moteur A.E.N.L N° 6

carburant	: méthane pur	
régime de rotation du moteur	: 2000.000	tr/min
richesse du mélange carburé	: 0001.250	
remplissage	: 0000.531	
angle de 50 % de brûlés	: 0389.000	dv
hauteur de la loi de combustion	: 0000.021	1/dv
force mesurée	: 0012.100	N
pression moyenne indiquée	: 0006.336	bar
pression moyenne de frottement	: 0002.479	bar
pression moyenne effective	: 0003.856	bar

essai moteur A.E.N.L N°7

carburant	: méthane pur	
régime de rotation du moteur	: 2000.000	tr/min
richesse du mélange carburé	: 0000.675	
remplissage	: 0000.739	
angle de 50 % de brûlés	: 0411.000	dv
hauteur de la loi de combustion	: 0000.014	1/dv
force mesurée	: 0007.500	N
pression moyenne indiquée	: 0004.175	bar
pression moyenne de frottement	: 0001.784	bar
pression moyenne effective	: 0002.390	bar

essai moteur A.E.N.L N°8

carburant	: méthane pur	
régime de rotation du moteur	: 2000.000	tr/min
richesse du mélange carburé	: 0000.675	
remplissage	: 0000.739	
angle de 50 % de brûlés	: 0411.000	dv
hauteur de la loi de combustion	: 0000.014	1/dv
force mesurée	: 0007.500	N
pression moyenne indiquée	: 0004.175	bar
pression moyenne de frottement	: 0001.784	bar
pression moyenne effective	: 0002.390	bar

2-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 de fonctionnement ainsi que le calcul des grandeurs indiquées et effectives du moteur .

Ensuite apparait le tableau du calcul des lois de dégagement de l'énergie avec le calcul de CA50 , HLC et la pression maximale . Chaque fichier de pressions correspondant à un point de 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 et plus près de la réalité . (voir sous-routine STAT)
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 ce même cycle moyen .

a premier groupe de mesure

Biogaz : 80 % CH₄ 20 % CO₂

b deuxième groupe de mesure

Bioga : Méthane pur " CH₄ 100 % "

Chaque point de fonctionnement est obtenu en :

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

Remarque :

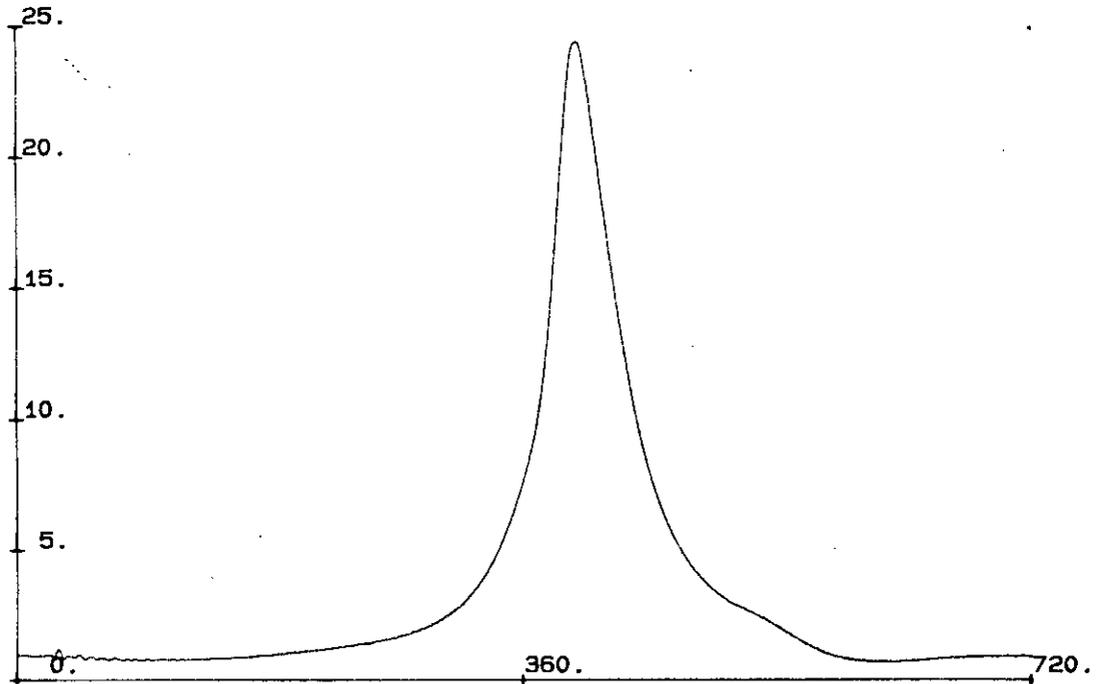
1 la pression d'alimentation du gaz (donc en amont du moteur) a été maintenue constante durant tous les essais à une valeur de 0,5 bars (relatif)

2 Le thermocouple étant hors d'usage lors des essais on a donné une valeur approximative à la température d'échappement pour tout les points de fonctionnement " $T_{\text{échapp}} = 500^{\circ} \text{C}$ " .

BIOGAZ % CH4 : 80.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 2

PRESSION DANS LA CHAMBRE [BAR]



RPM [TR/MIN] : 2500.
COUPLE [NM] : 8.
PUISSANCE [W] : 2125.
PME [BAR] : 4.5923

PME [BAR] : 2.7
REND. GLOBAL [%] : 15.17
RICHESSSE : .77
CSE [G/KWH] : 593.

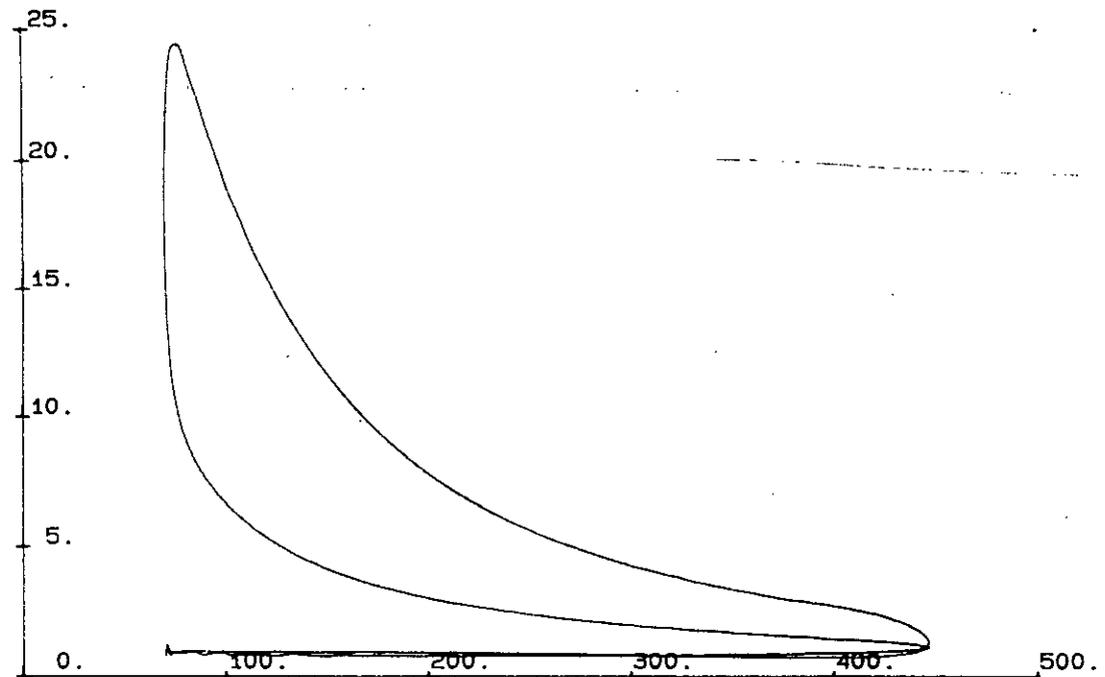
ANGLE DE VILEBREGUIN

INA: LABO. MOTEUR
U.L.B. 9/11/88

BIOGAZ % CH4 : 80.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 2

PRESSION DANS LA CHAMBRE [BAR]



RPM [TR/MIN] : 2500.
COUPLE [NM] : 8.
PUISSANCE [W] : 2125.
PME [BAR] : 4.5923

PME [BAR] : 2.7
REND. GLOBAL [%] : 15.17
RICHESSSE : .77
CSE [G/KWH] : 593.

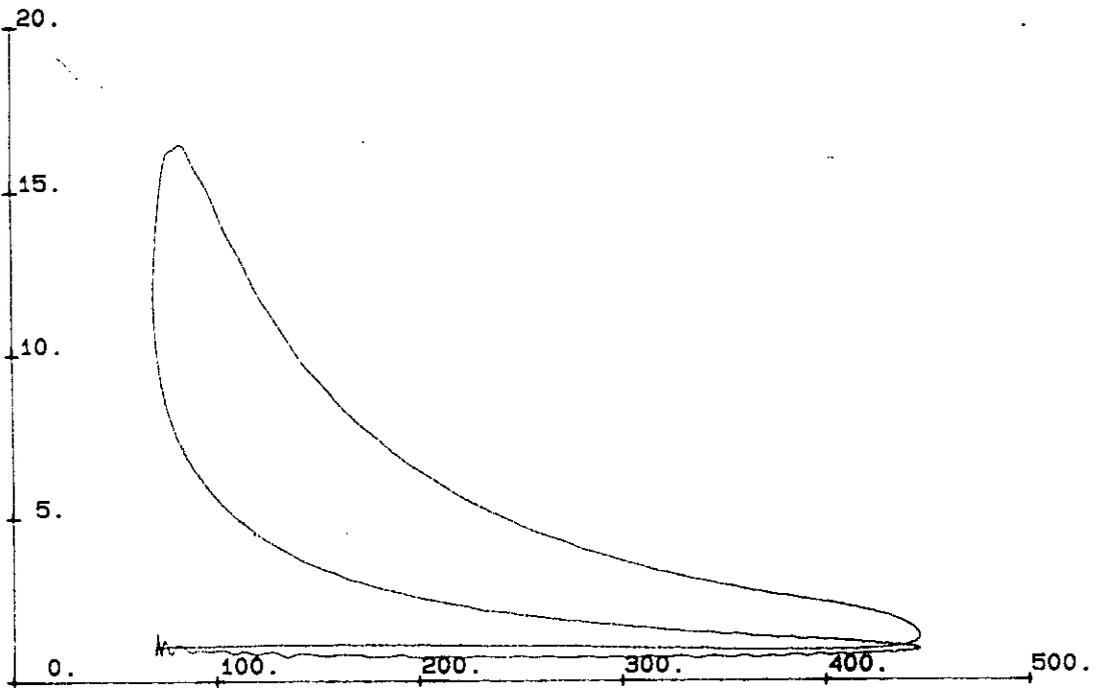
VOLUME [CM3]

INA: LABO. MOTEUR
U.L.B. 9/11/88

BIOGAZ % CH4 : 80.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 3

PRESSION DANS LA CHAMBRE (BAR)



VITESSE TRAVAIL : 2800.
 VITESSE POMPE : 5.3
 RICHESSE (%) : 1540.
 CSE (BAR) : 3.2704

PME (BAR) : 1.7
 REND. GLOBAL (%) : 10838
 RICHESSE : .7
 CSE (G/KWH) : 830.

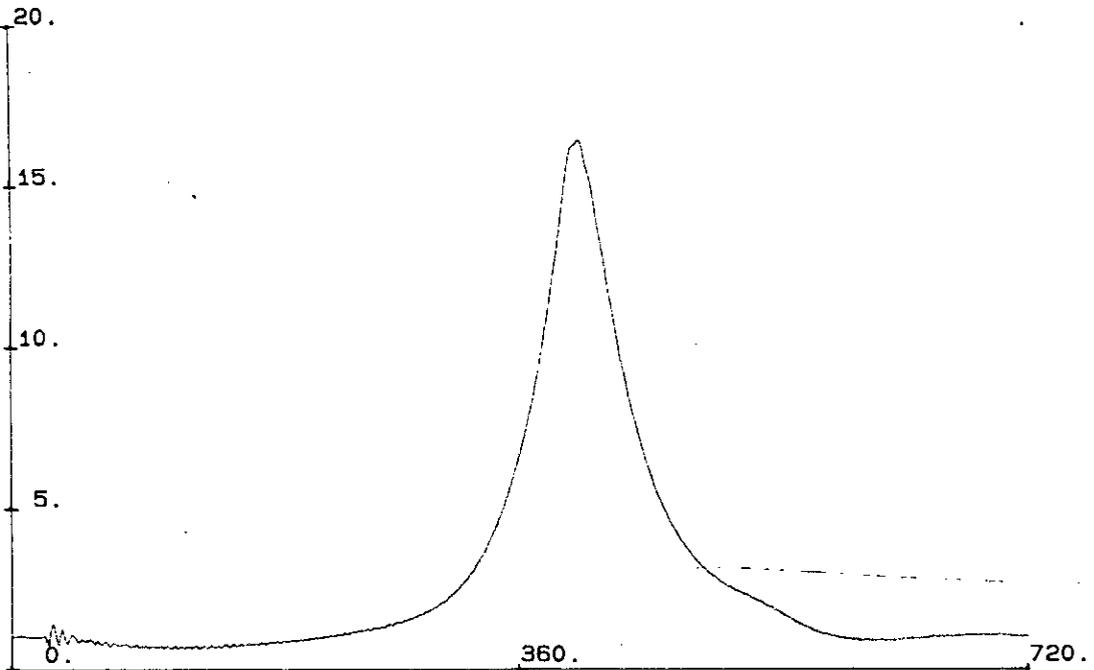
VOLUME (CM3)

IMA: LABO. MOTEUR
U.L.B. 10/11/88

BIOGAZ % CH4 : 80.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 3

PRESSION DANS LA CHAMBRE (BAR)



VITESSE TRAVAIL : 2800.
 VITESSE POMPE : 5.3
 RICHESSE (%) : 1540.
 CSE (BAR) : 3.2704

PME (BAR) : 1.7
 REND. GLOBAL (%) : 10838
 RICHESSE : .7
 CSE (G/KWH) : 830.

ANGLE DE VILEBREVATION

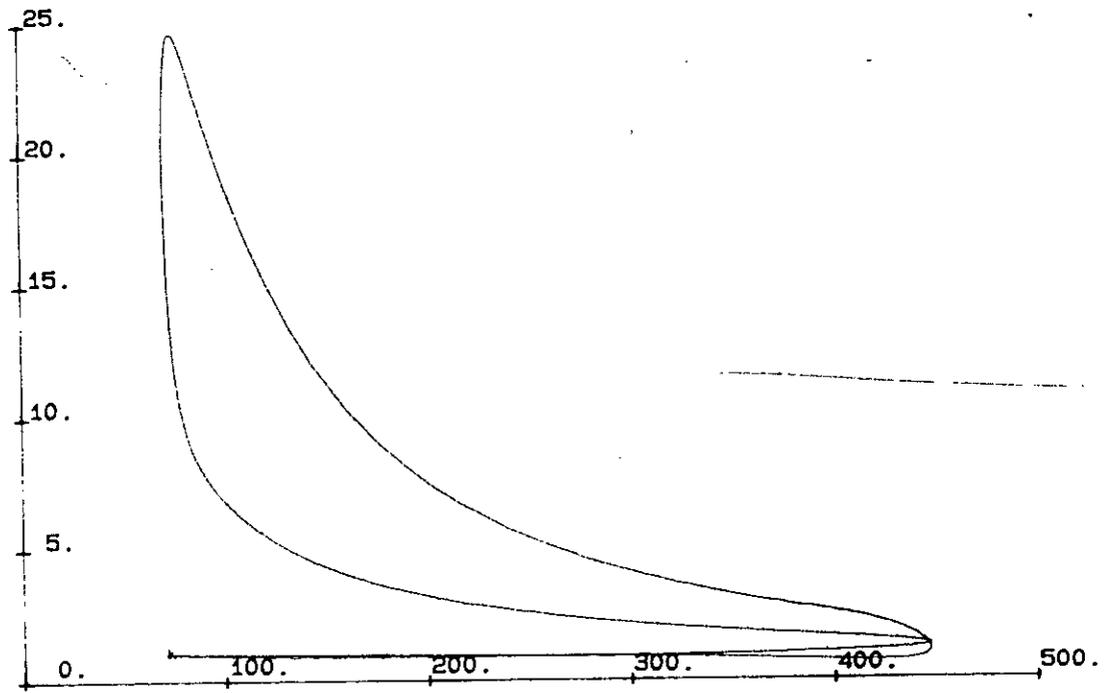
IMA: LABO. MOTEUR
U.L.B. 10/11/88

BIOGAZ

X CH4 : 80.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 4

PME MOYENNE DANS LA CHAMBRE (BARI)



V (CM3/MIN) : 2000.
 V (L/MIN) : 8.4
 REND. GLOBAL [%] : 17.11.
 CSE (G/KWH) : 4.151

PME (BARI) : 2.8
 REND. GLOBAL [%] : 12.635
 RICHESSE : .74
 CSE (G/KWH) : 712.

VOLUME (CM3)

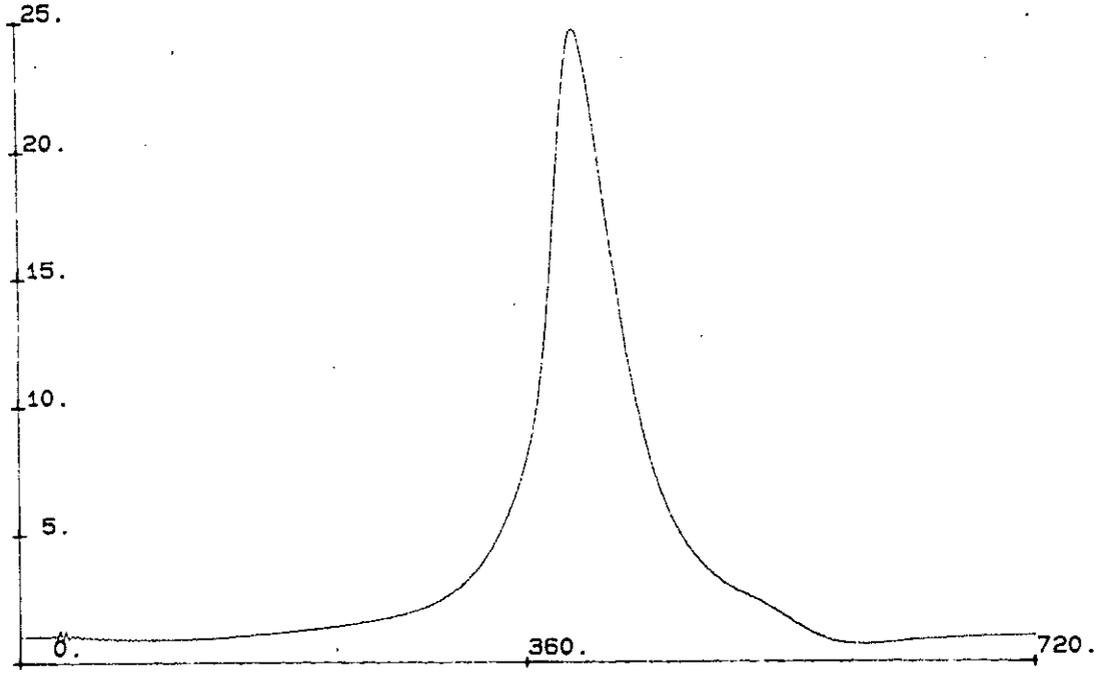
IMA: LABO. MOTEUR
 U.L.B. 10/11/88

BIOGAZ

X CH4 : 80.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 4

PME MOYENNE DANS LA CHAMBRE (BARI)



V (CM3/MIN) : 1910.
 V (L/MIN) : 8.4
 REND. GLOBAL [%] : 17.50.
 CSE (G/KWH) : 4.151

PME (BARI) : 2.8
 REND. GLOBAL [%] : 12.635
 RICHESSE : .74
 CSE (G/KWH) : 712.

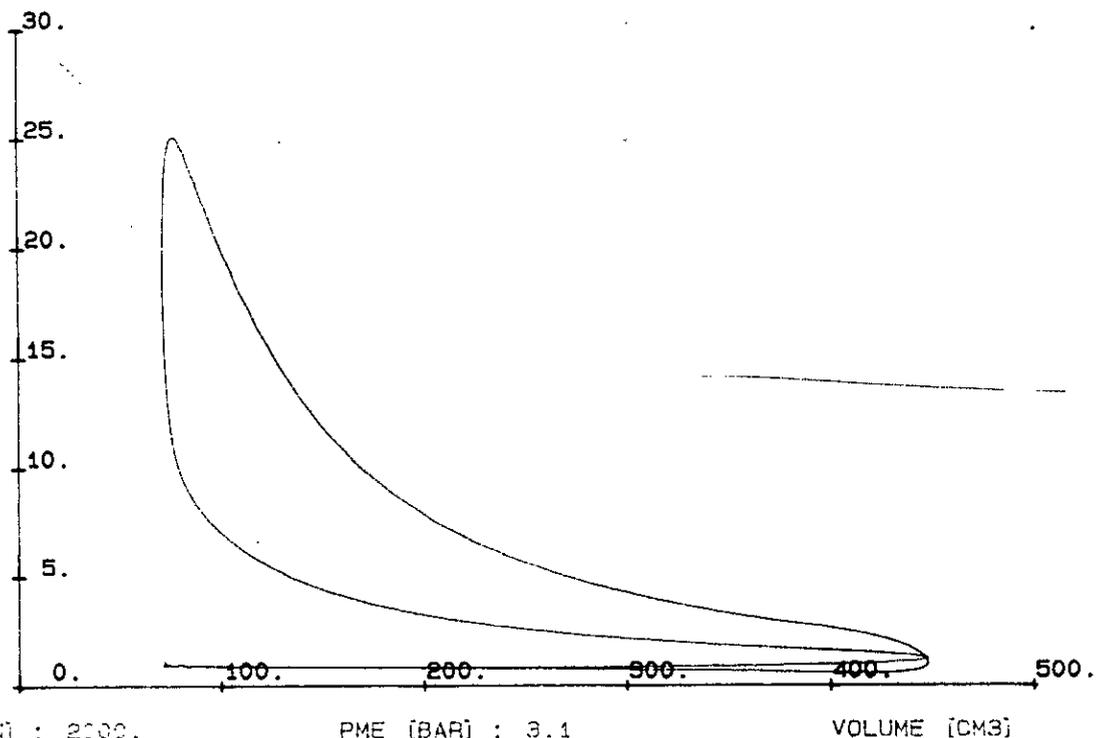
ANGLE DE VILEBREUJIN

IMA: LABO. MOTEUR
 U.L.B. 10/11/88

BIOGAZ CH4 : 50.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 5

PRESSION DANS LA CHAMBRE (BAR)



PMN [TR/MIN] : 2000.
VOLUME [CM3] : 9.5
PUISSANCE [W] : 1000.
CSE [BAR] : 4.3274

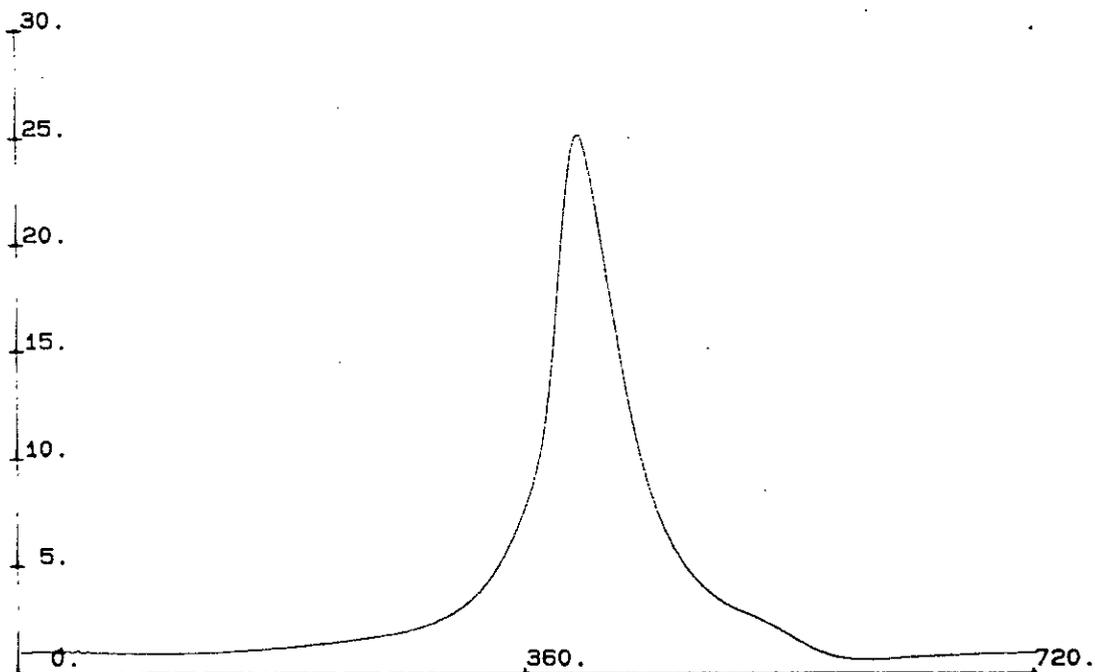
PME [BAR] : 3.1
REND. GLOBAL [%] : 15.273
RICHESSE : .75
CSE [G/KWH] : 589.

INA LABO. MOTEUR
U.L.B. 10/11/88

BIOGAZ CH4 : 50.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 5

PRESSION DANS LA CHAMBRE (BAR)



PMN [TR/MIN] : 2000.
VOLUME [CM3] : 9.5
PUISSANCE [W] : 1000.
CSE [BAR] : 4.3274

PME [BAR] : 3.1
REND. GLOBAL [%] : 15.273
RICHESSE : .75
CSE [G/KWH] : 589.

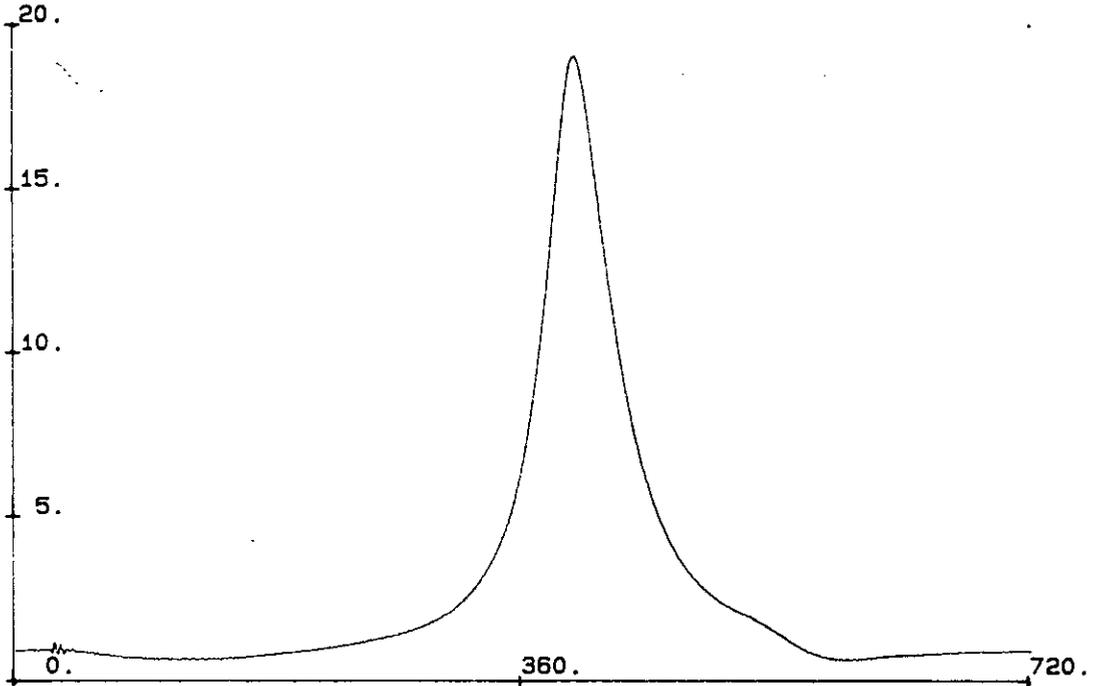
ANGLE DE VILEBREQUIN

INA LABO. MOTEUR
U.L.B. 10/11/88

BIOGAZ F CH4 : 40.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 6

PRESION DANS LA CHAMBRE (BAR)



VITESSE (TR/MIN) : 2000.
 COURBE (MM) : 5.7
 TEMPERATURE (°C) : 1200.
 CSE (G/KWH) : 1207.

PME (BAR) : 1.9
 REND. GLOBAL [%] : 7.45308
 RICHESSE : 1.25
 CSE (G/KWH) : 1207.

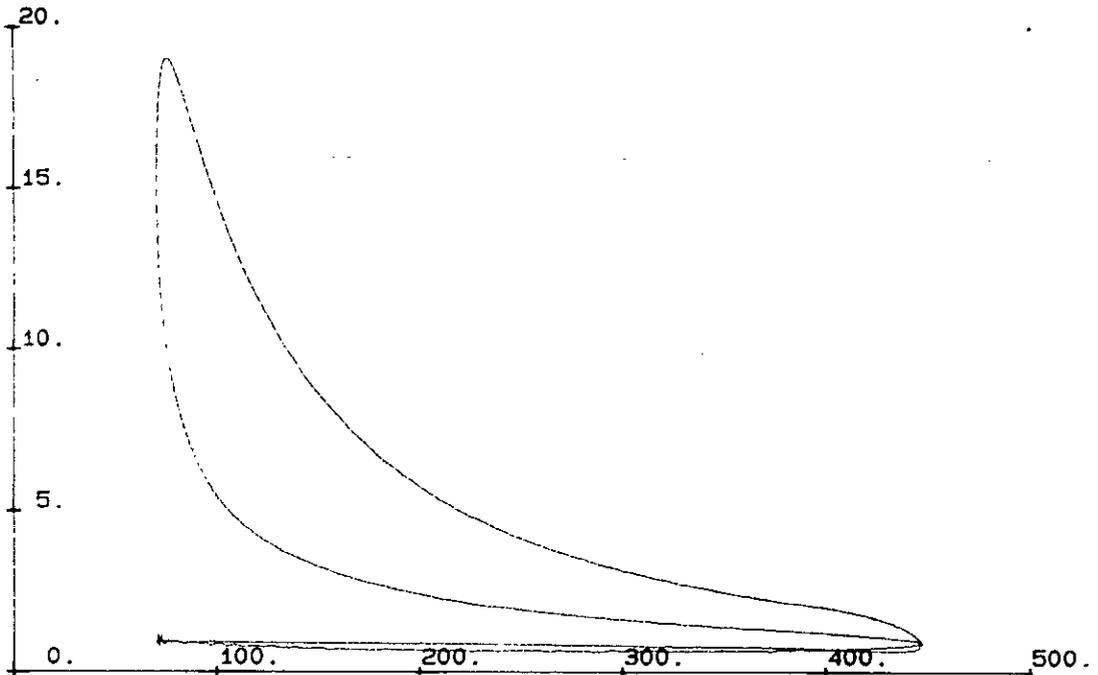
ANGLE DE VILEBREQUIN

INA: LABO. MOTEUR
 U.L.B. 10/11/88

BIOGAZ F CH4 : 40.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 6

PRESION DANS LA CHAMBRE (BAR)



VITESSE (TR/MIN) : 2000.
 COURBE (MM) : 5.7
 TEMPERATURE (°C) : 1200.
 CSE (G/KWH) : 1207.

PME (BAR) : 1.9
 REND. GLOBAL [%] : 7.45308
 RICHESSE : 1.25
 CSE (G/KWH) : 1207.

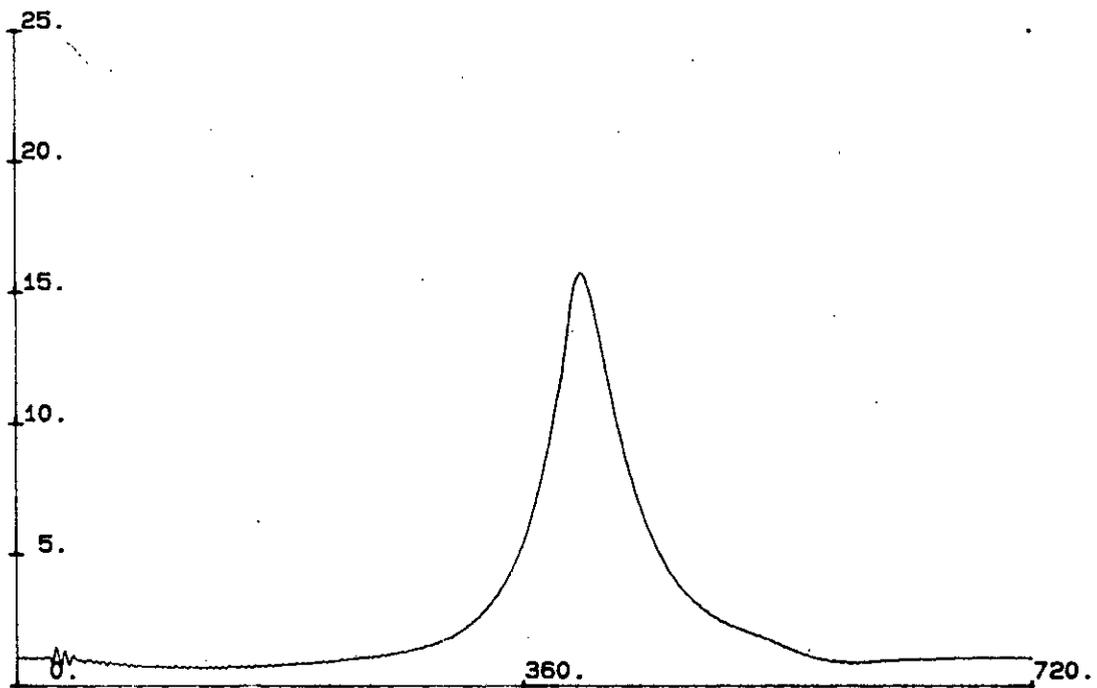
VOLUME (CM3)

INA: LABO. MOTEUR
 U.L.B. 10/11/88

BIOGAZ % CH4 : 80.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 7

PRESSION DANS LA CHAMBRE (BAR)



RPM [TR/MIN] : 2500.
DUPLE (MM) : 4.8
DISTANCE (W) : 1250.
PMI (BAR) : 3.0278

PME (BAR) : 1.6
REND. GLOBAL [%] : 7.59786
RICHESSSE : 1.22
CSE [G/KWH] : 1184.

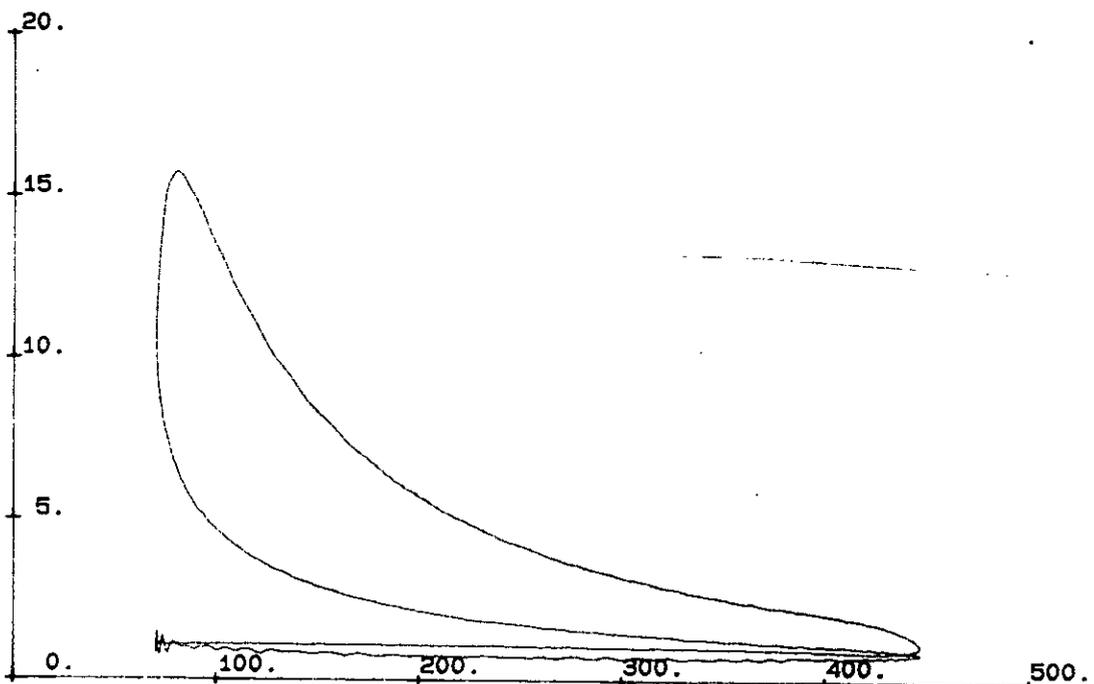
ANGLE DE VILEBREQUIN

INA LABO. MOTEUR
U.L.B. 10/11/88

BIOGAZ % CH4 : 80.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 7

PRESSION DANS LA CHAMBRE (BAR)



RPM [TR/MIN] : 2500.
DUPLE (MM) : 4.8
DISTANCE (W) : 1250.
PMI (BAR) : 3.0278

PME (BAR) : 1.6
REND. GLOBAL [%] : 7.59786
RICHESSSE : 1.22
CSE [G/KWH] : 1184.

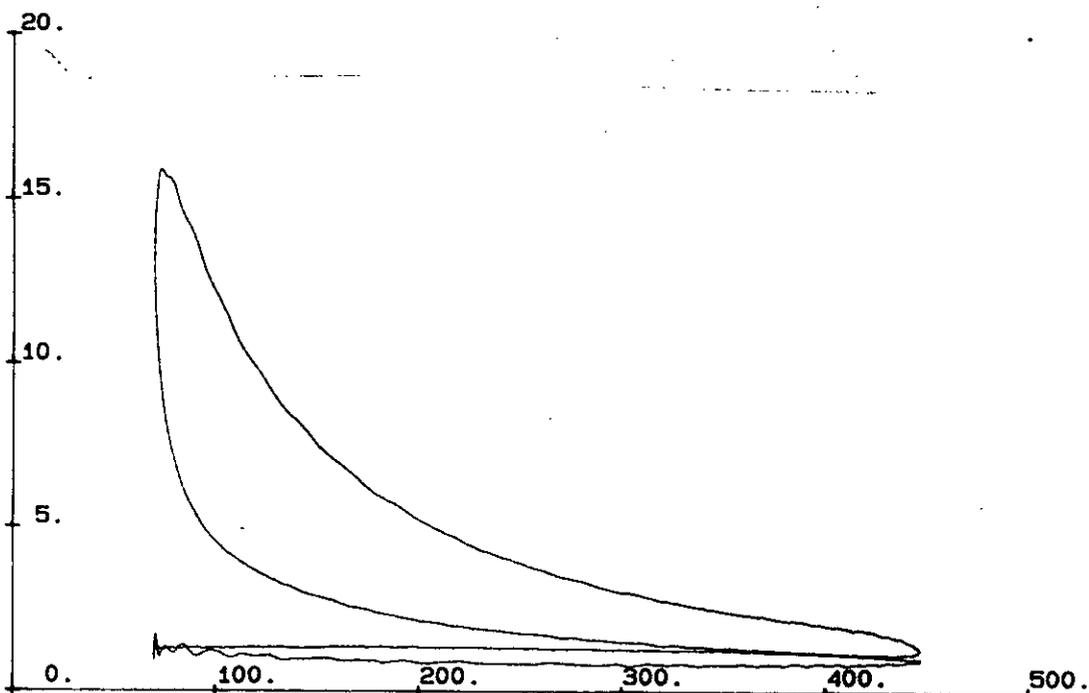
VOLUME (CM3)

INA LABO. MOTEUR
U.L.B. 10/11/88

BIOGAZ % CH4 : 80.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 8

PRESSION DANS LA CHAMBRE [BAR]



RPM (TR/MIN) : 2800.

PME [BAR] : 1.4

VOLUME [CM3]

CUPLE [NM] : 4.3

REND. GLOBAL [%] : 8.51075

PUISSANCE [W] : 1260.

RICHESSSE : 1.1

PME [BAR] : 2.5374

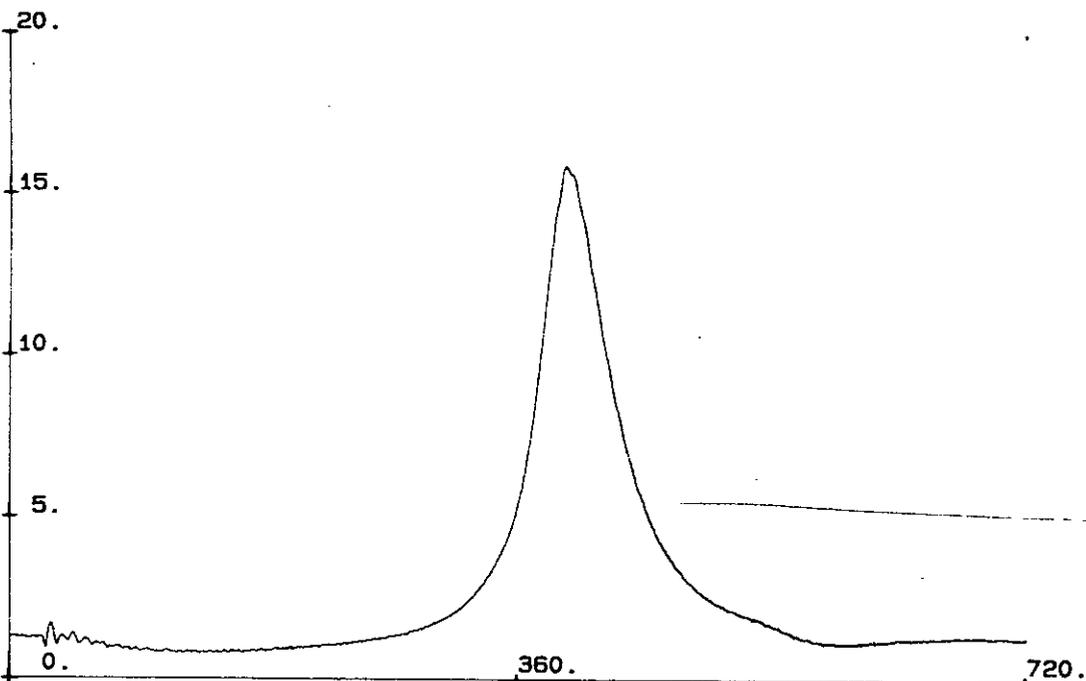
CSE [G/KWH] : 1057.

INA LABO. MOTEUR
U.L.B. 14/11/88

BIOGAZ % CH4 : 80.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 8

PRESSION DANS LA CHAMBRE [BAR]



RPM (TR/MIN) : 2800.

PME [BAR] : 1.4

ANGLE DE VILEBREQUIN

CUPLE [NM] : 4.3

REND. GLOBAL [%] : 8.51075

PUISSANCE [W] : 1260.

RICHESSSE : 1.1

PME [BAR] : 2.5374

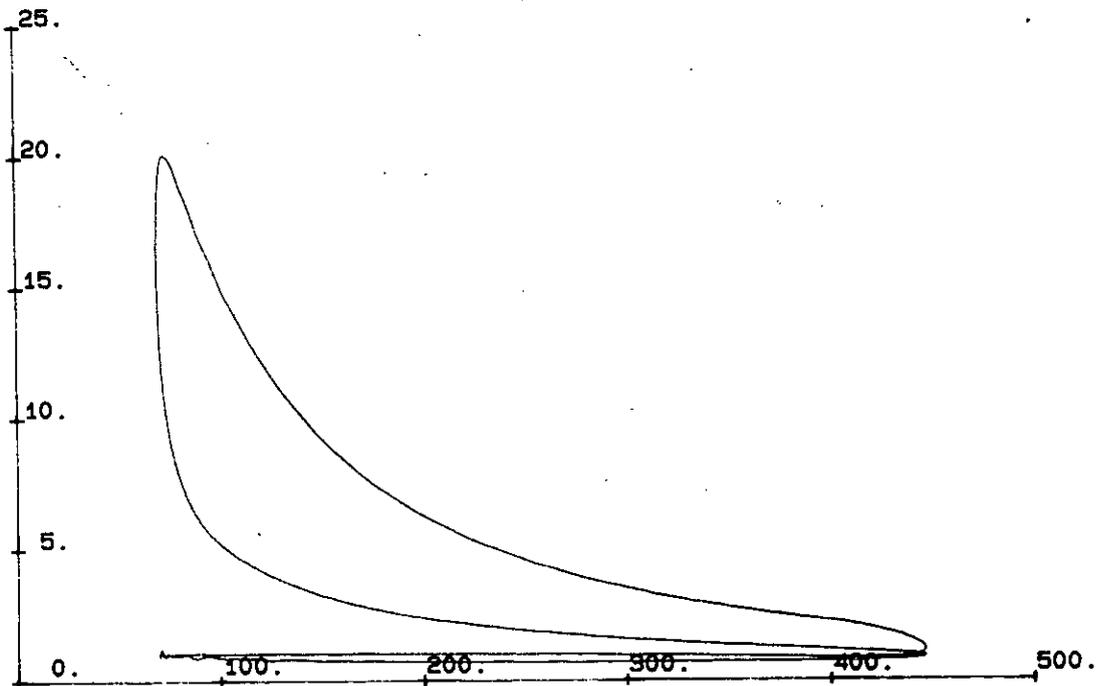
CSE [G/KWH] : 1057.

INA LABO. MOTEUR
U.L.B. 14/11/88

BIOGAZ % CH4 : 80.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 26

PRESION DANS LA CHAMBRE [BAR]



REGIM [TR/MIN] : 2500.
R.V. [MM] : 6.
PUISSANCE [W] : 1562.
PME [BAR] : 3.5368

PME [BAR] : 2.
REND. GLOBAL [%] : 10.305
RICHESSE : .95
CSE [G/KWH] : 873.

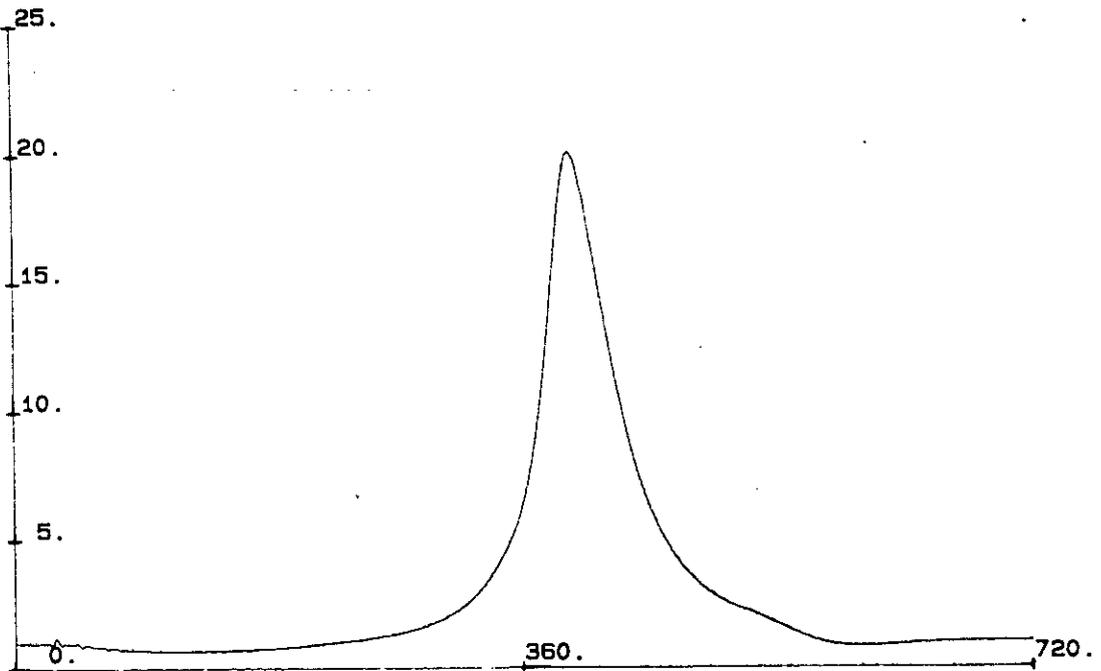
VOLUME [CM3]

JMA: LABO. MOTELIA
U.L.B. 14/12/88

BIOGAZ % CH4 : 80.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 26

PRESION DANS LA CHAMBRE [BAR]



REGIM [TR/MIN] : 2500.
R.V. [MM] : 6.
PUISSANCE [W] : 1562.
PME [BAR] : 3.5368

PME [BAR] : 2.
REND. GLOBAL [%] : 10.305
RICHESSE : .95
CSE [G/KWH] : 873.

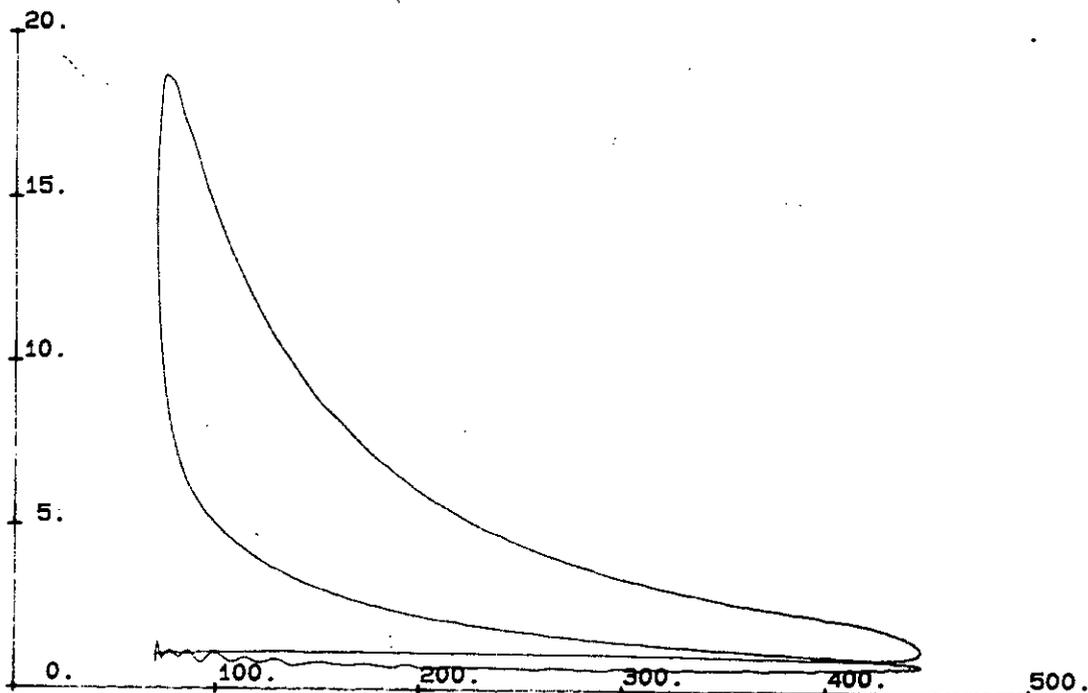
ANGLE DE VILEBREGUIE

JMA: LABO. MOTELIA
U.L.B. 14/12/88

BIOGAZ % CH4 : 80.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 27

PRESION DANS LA CHAMBRE [BAR]



V. [TR/MIN] : 2800.
R. [NM] : 4.7
P. [W] : 1400.
P. [BAR] : 3.286

PME [BAR] : 1.6
REND. GLOBAL [%] : 9.0593
RICHESSE : .85
CSE [G/KWH] : 993.

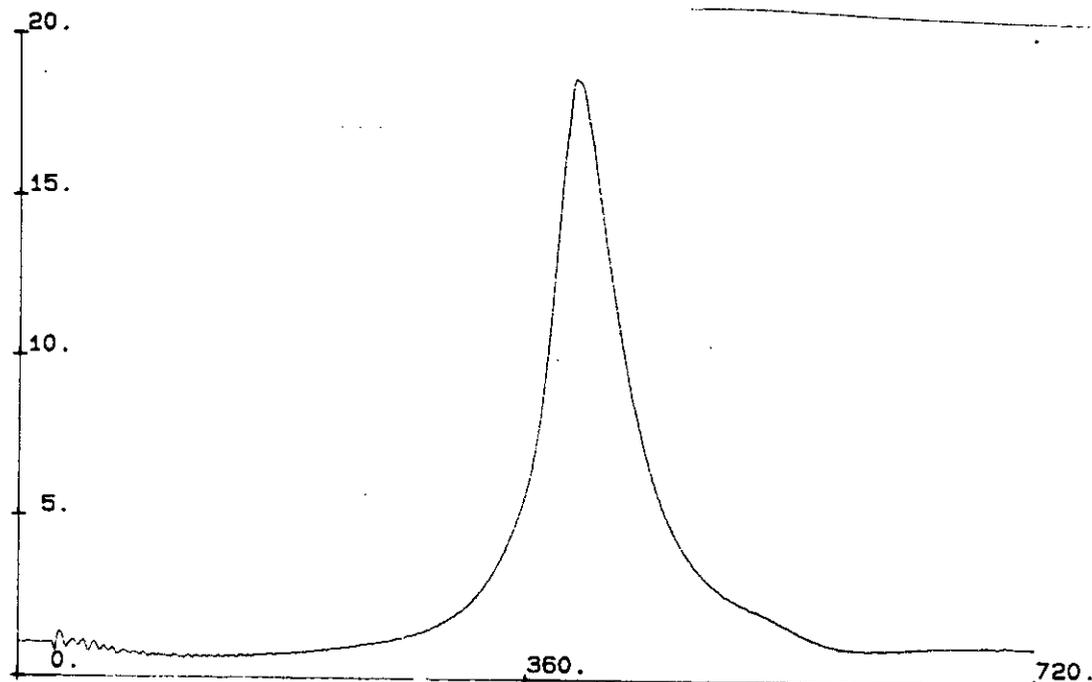
VOLUME [CM3]

INA: LABO. MOTEUR
U.L.B. 19/12/88

BIOGAZ % CH4 : 80.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 27

PRESION DANS LA CHAMBRE [BAR]



V. [TR/MIN] : 2800.
R. [NM] : 4.7
P. [W] : 1400.
P. [BAR] : 3.286

PME [BAR] : 1.6
REND. GLOBAL [%] : 9.0593
RICHESSE : .85
CSE [G/KWH] : 993.

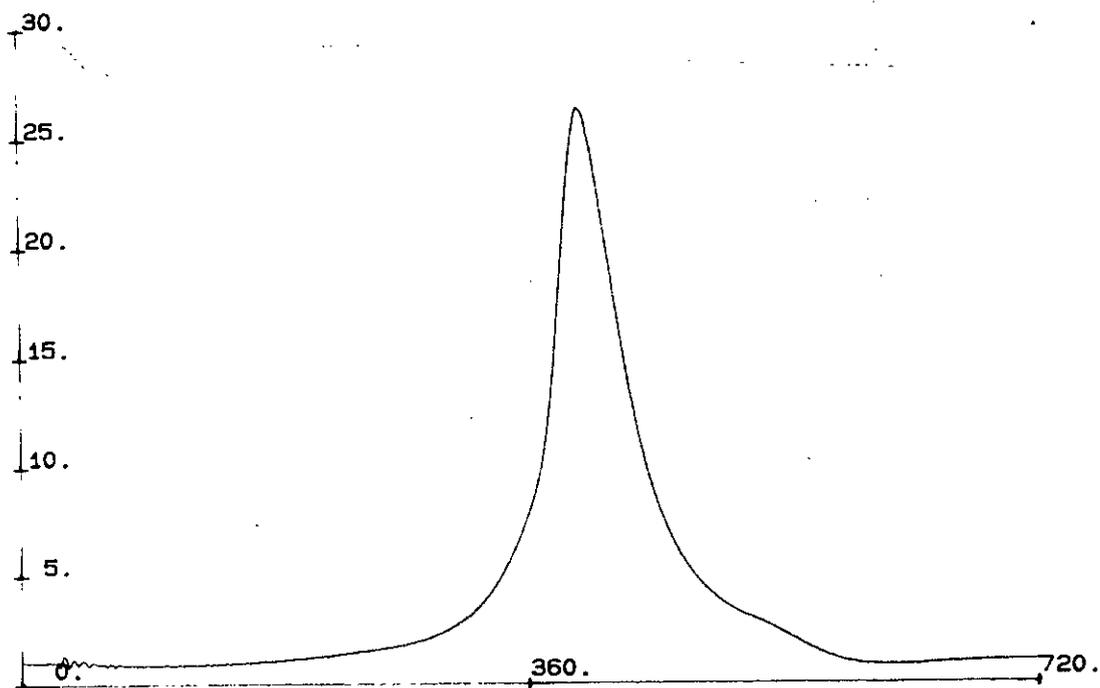
ANGLE DE VILEBRETE [°]

INA: LABO. MOTEUR
U.L.B. 19/12/88

BIOGAZ % CH4 : 100.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 30

REND. GLOBAL DANS LA CHAMBRE (BAR)



• V. (TR/MIN) : 2500.
• V. (L/MIN) : 9.5
• P. (W) : 2500.
• P. (BAR) : 4.9605

PME (BAR) : 3.1
REND. GLOBAL [%] : 18.5
RICHESSE : .85
CSE [G/KWH] : 389.

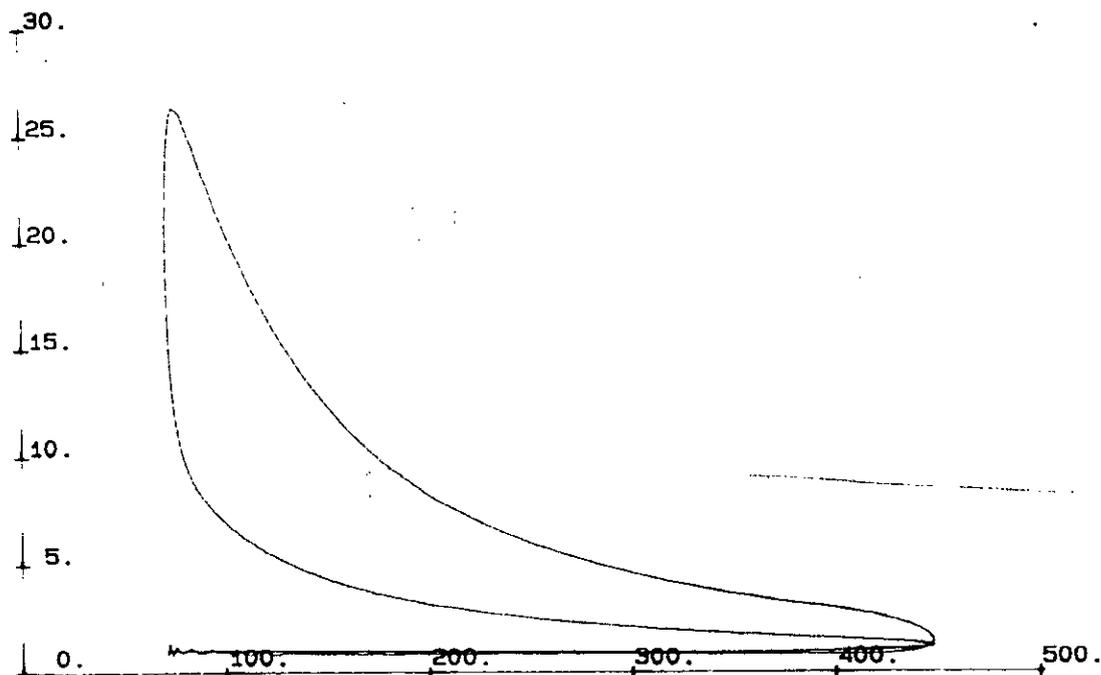
ANGLE DE VILEBREQUI'

INA LABO. NOTELER
U.L.B. 16/12/88

BIOGAZ % CH4 : 100.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 30

REND. GLOBAL DANS LA CHAMBRE (BAR)



• V. (TR/MIN) : 2000.
• V. (L/MIN) : 9.5
• P. (W) : 2500.
• P. (BAR) : 4.9605

PME (BAR) : 3.1
REND. GLOBAL [%] : 18.5
RICHESSE : .85
CSE [G/KWH] : 389.

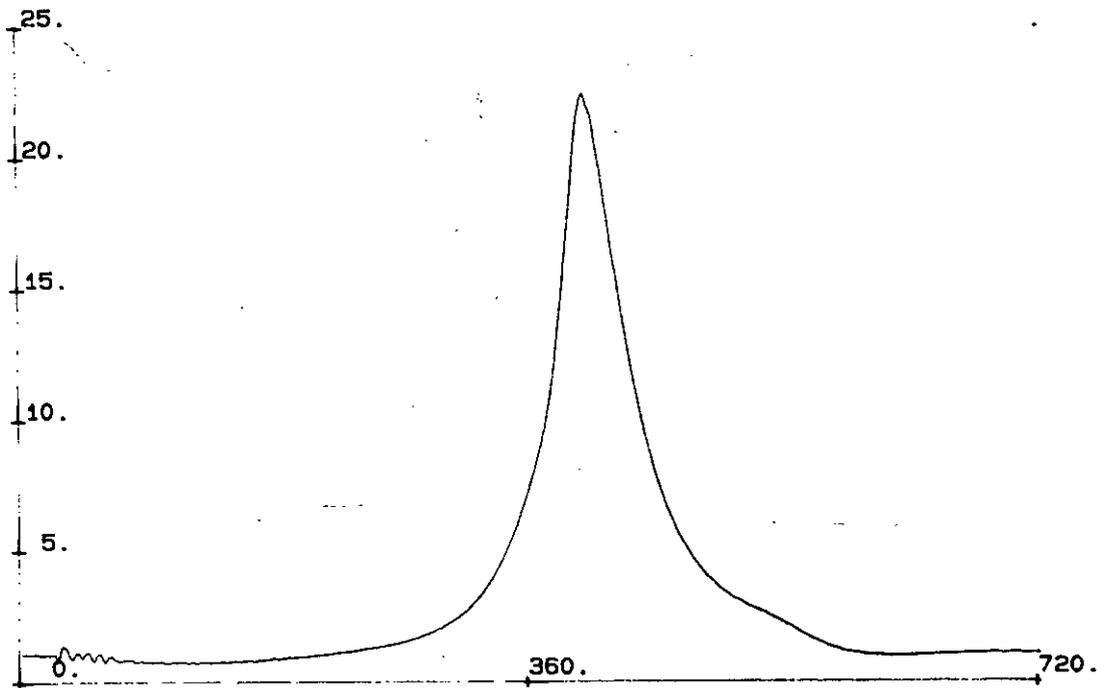
VOLUME (CM3)

INA LABO. NOTELER
U.L.B. 16/12/88

BIOGAZ % CH4 : 100.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 31

PRESSION DANS LA CHAMBRE (BAR)



VELOC. (TR/MIN) : 2900.
COURBE (MM) : 7.6
PUISSANCE (W) : 3670.
PME (BAR) : 4.4113

PME (BAR) : 2.6
REND. GLOBAL [%] : 16.582
RICHESSE : .75
CSE (G/KWH) : 434.

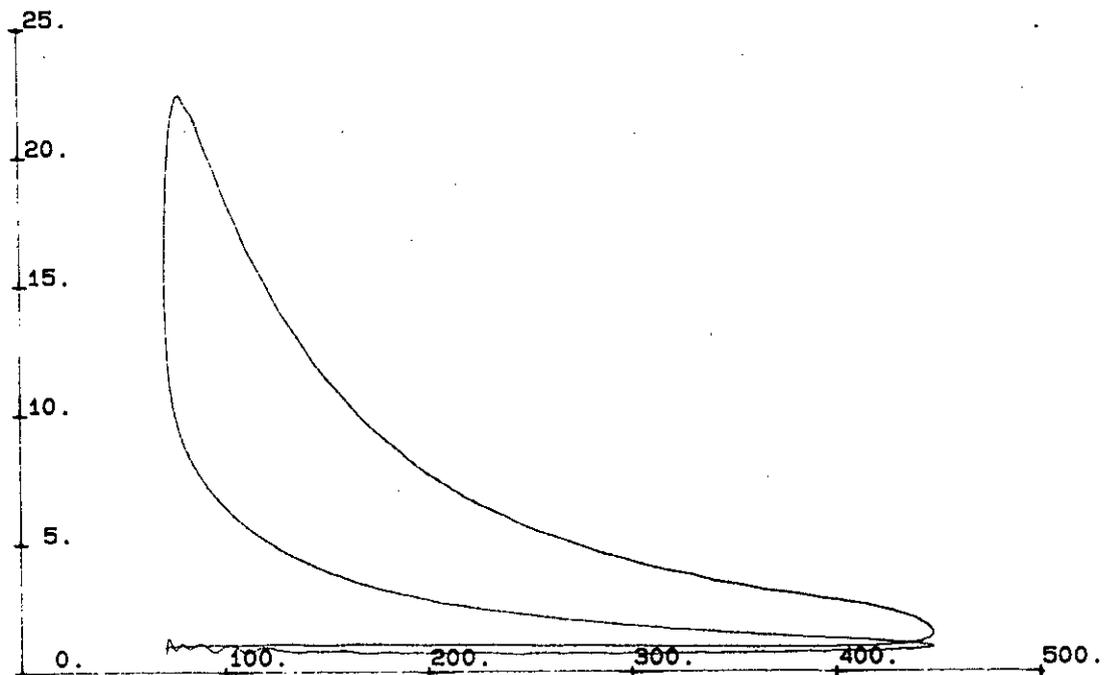
ANGLE DE VILEBREQUIN

INA LABO. MOTELER
U.L.B. 16/12/88

BIOGAZ % CH4 : 100.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 31

PRESSION DANS LA CHAMBRE (BAR)



VELOC. (TR/MIN) : 2900.
COURBE (MM) : 7.6
PUISSANCE (W) : 3670.
PME (BAR) : 4.4113

PME (BAR) : 2.6
REND. GLOBAL [%] : 16.582
RICHESSE : .75
CSE (G/KWH) : 434.

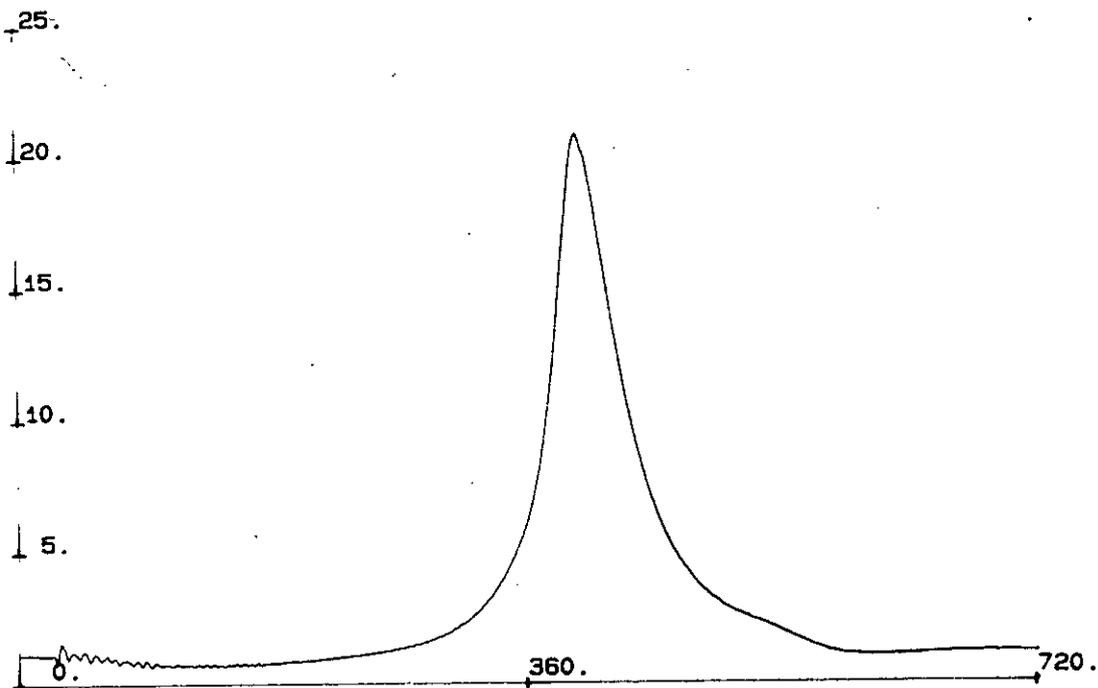
VOLUME (CM³)

INA LABO. MOTELER
U.L.B. 16/12/88

BIOGAZ % CH4 : 100.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 32

PRESSION DANS LA CHAMBRE [BAR]



RPM [TR/MIN] : 2800.
COURBE [NM] : 6.
PUISSANCE [W] : 1764.
PME [BAR] : 3.8045

PME [BAR] : 2.
REND. GLOBAL [%] : 11.423
RICHESSSE : 1.22
CSE [G/KWH] : 630.

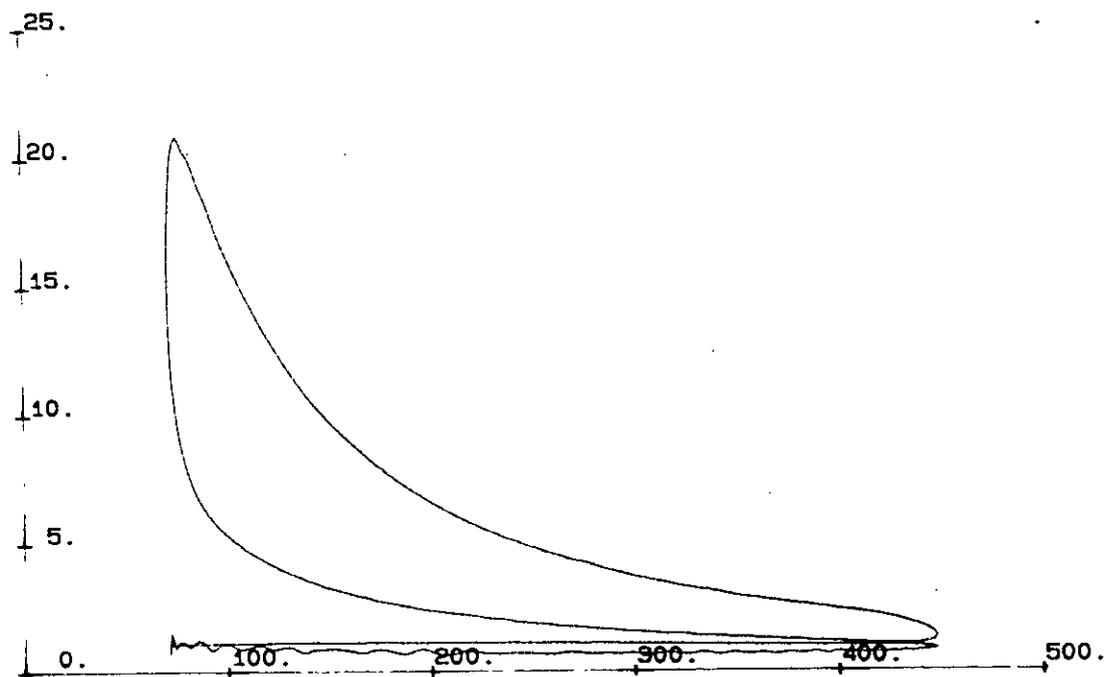
ANGLE DE VILEBREQUIN

INA LABO. MOTEUR
U.L.B. 16/12/88

BIOGAZ % CH4 : 100.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 32

PRESSION DANS LA CHAMBRE [BAR]



RPM [TR/MIN] : 2800.
COURBE [NM] : 6.
PUISSANCE [W] : 1764.
PME [BAR] : 3.8045

PME [BAR] : 2.
REND. GLOBAL [%] : 11.423
RICHESSSE : 1.22
CSE [G/KWH] : 630.

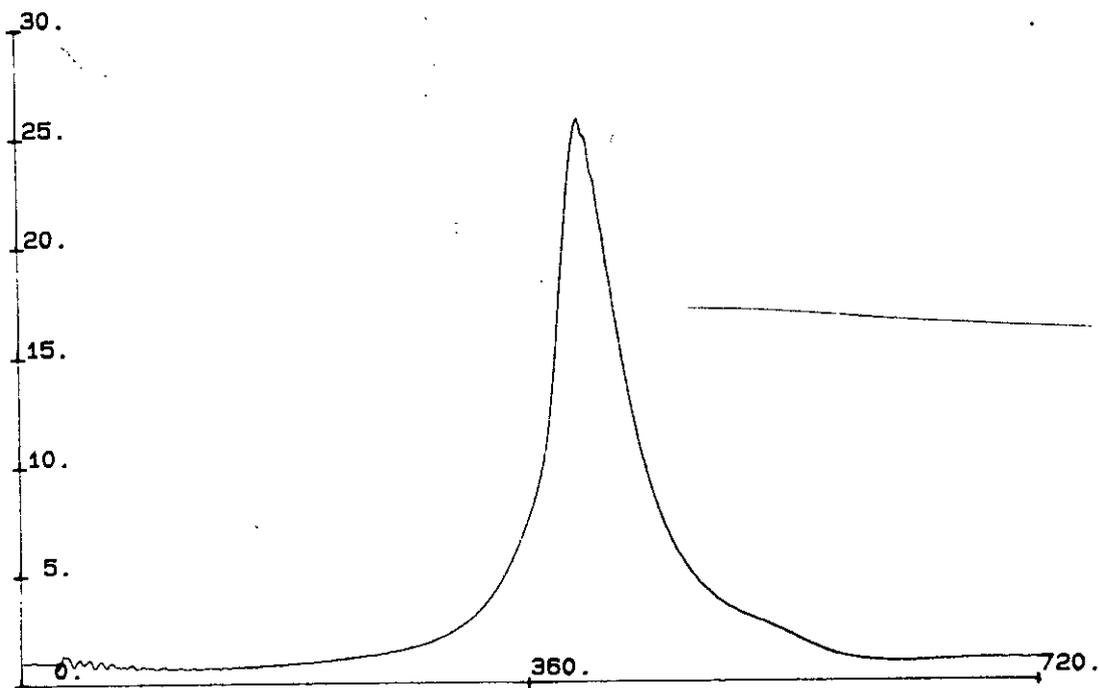
VOLUME [CM3]

INA LABO. MOTEUR
U.L.B. 16/12/88

BIOGAZ % CH4 : 100.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 34

PRESION DANS LA CHAMBRE [BAR]



VELOC. (TR/MIN) : 1500.
VILEBREQUI (MM) : 9.
PUISSANCE (W) : 2660.
PME (BAR) : 4.8841

PME (BAR) : 3.
REND. GLOBAL (%) : 19.826
RICHESSE : .82
CSE (G/KWH) : 363.

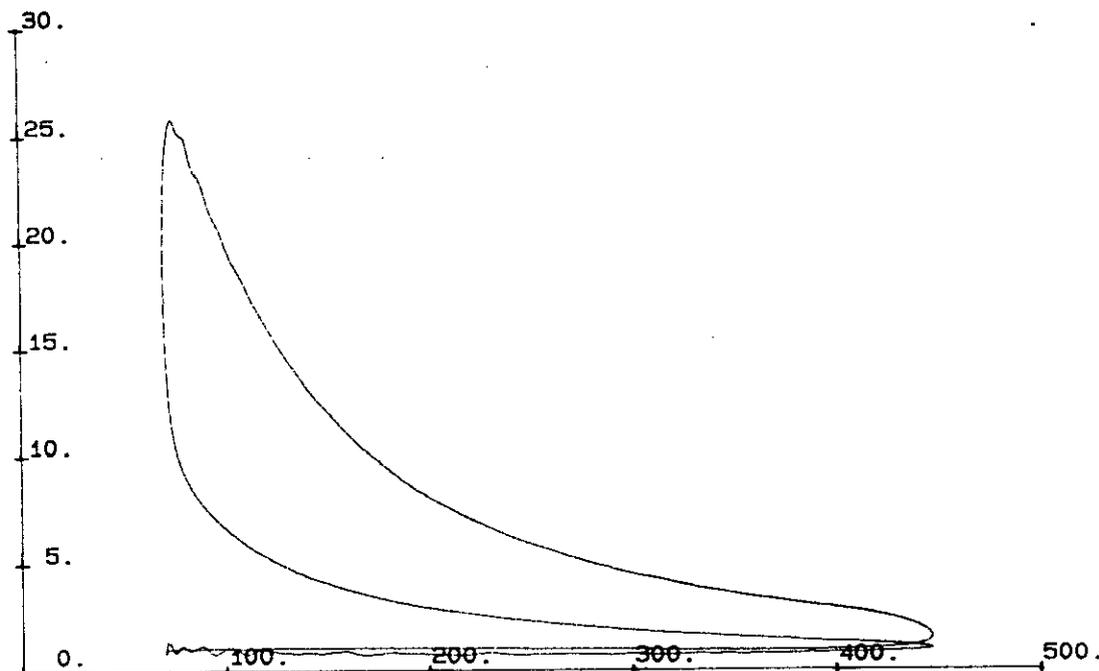
ANGLE DE VILEBREQUI

INA: LABO. MOTEUR
U.L.B. 16/12/88

BIOGAZ % CH4 : 100.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 34

PRESION DANS LA CHAMBRE [BAR]



VELOC. (TR/MIN) : 2800.
VILEBREQUI (MM) : 9.
PUISSANCE (W) : 2660.
PME (BAR) : 4.8841

PME (BAR) : 3.
REND. GLOBAL (%) : 19.826
RICHESSE : .82
CSE (G/KWH) : 363.

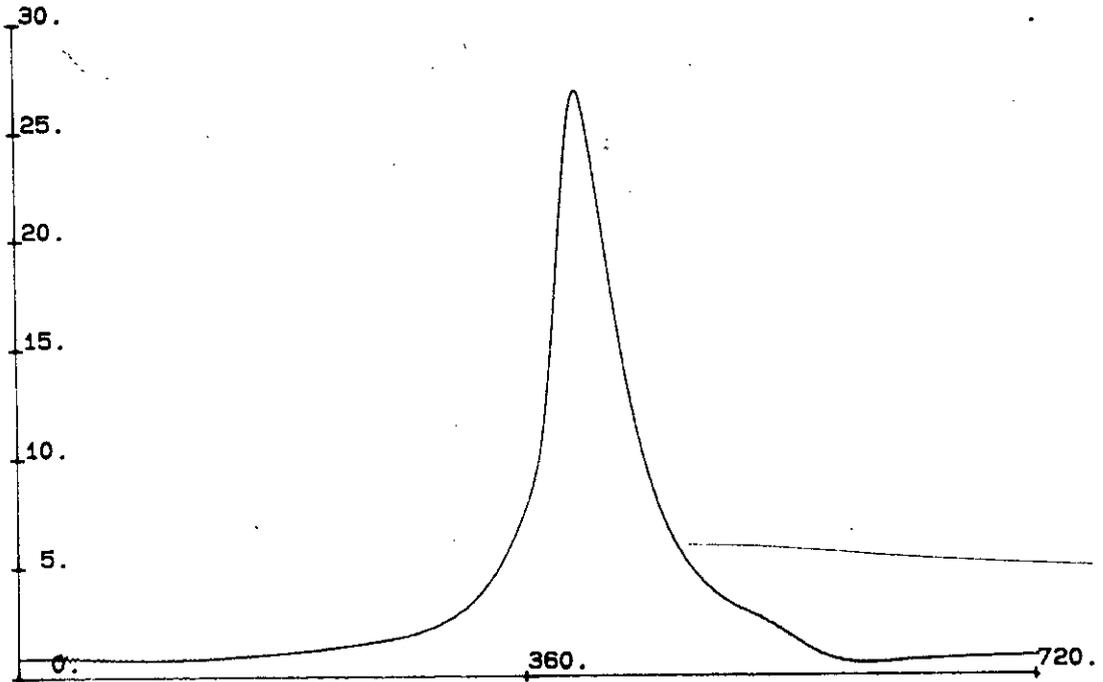
VOLUME [CM³]

INA: LABO. MOTEUR
U.L.B. 16/12/88

BIOGAZ X CH4 : 100.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 35

PRESSION DANS LA CHAMBRE (BAR)



PMN [TR/MIN] : 2000.
RÉGIME [NM] : 10.
PUISSANCE [W] : 2100.
PME [BAR] : 4.734

PME [BAR] : 3.4
REND. GLOBAL [%] : 14.9
RICHESSE : 1.23
CSE [G/KWH] : 483.

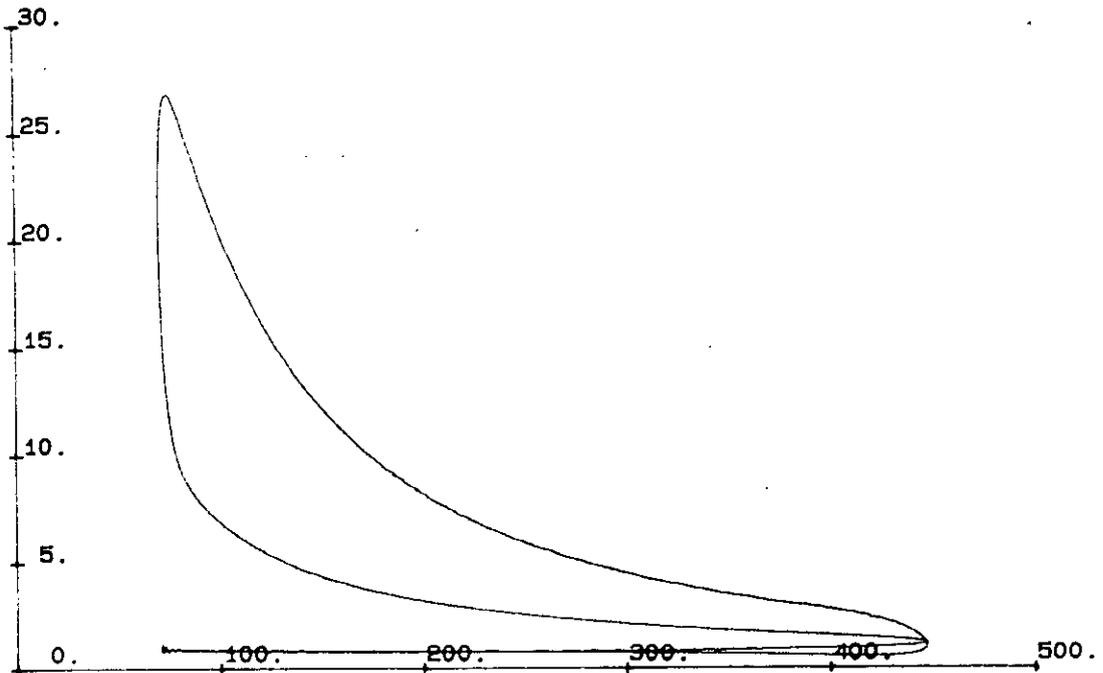
ANGLE DE VILEBREQUIN

INA LABO. MOTEUR
U.L.B. 19/12/88

BIOGAZ X CH4 : 100.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 35

PRESSION DANS LA CHAMBRE (BAR)



PMN [TR/MIN] : 2000.
RÉGIME [NM] : 10.
PUISSANCE [W] : 2100.
PME [BAR] : 4.734

PME [BAR] : 3.4
REND. GLOBAL [%] : 14.9
RICHESSE : 1.23
CSE [G/KWH] : 483.

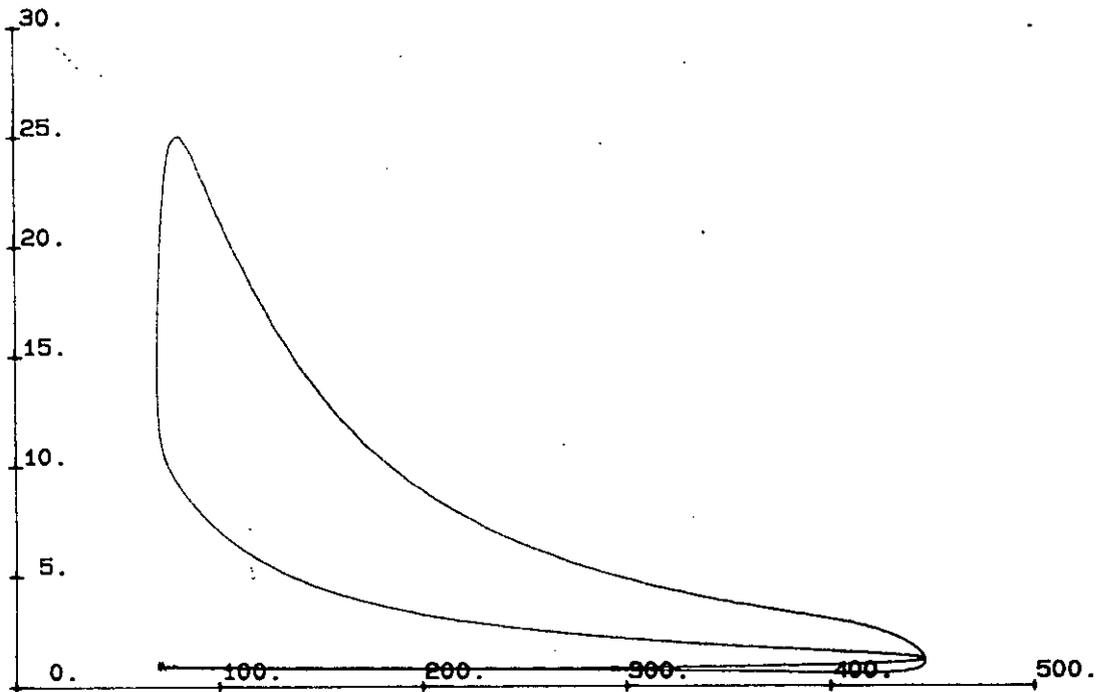
VOLUME [CM³]

INA LABO. MOTEUR
U.L.B. 19/12/88

BIOGAZ % CH4 : 100.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 36

PRESSION DANS LA CHAMBRE [BAR]



TR/MIN : 2000.
VOLUME [CM3] : 11.1
PUISSANCE [W] : 2840.
PME [BAR] : 5.1784

PME [BAR] : 3.7
REND. GLOBAL [%] : 17.51
RICHESSE : 1.11
CSE [G/KWH] : 411.

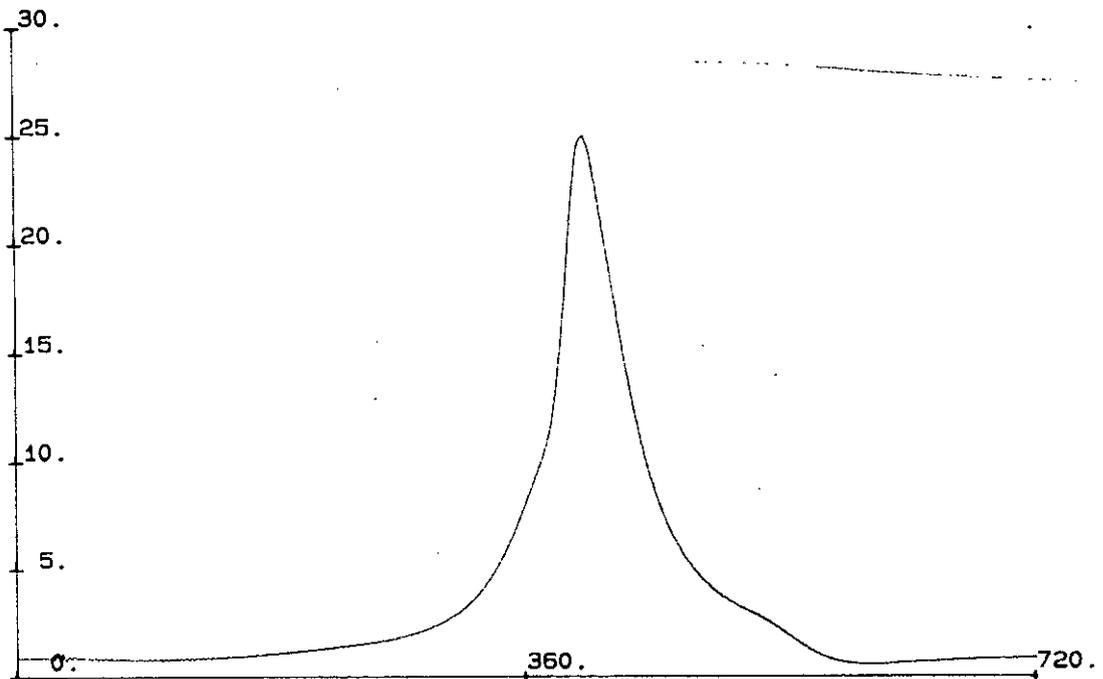
VOLUME [CM3]

INA LABO. MOTEUR
U.L.B. 19/12/88

BIOGAZ % CH4 : 100.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 36

PRESSION DANS LA CHAMBRE [BAR]



TR/MIN : 2000.
VOLUME [CM3] : 11.1
PUISSANCE [W] : 2840.
PME [BAR] : 5.1784

PME [BAR] : 3.7
REND. GLOBAL [%] : 17.51
RICHESSE : 1.11
CSE [G/KWH] : 411.

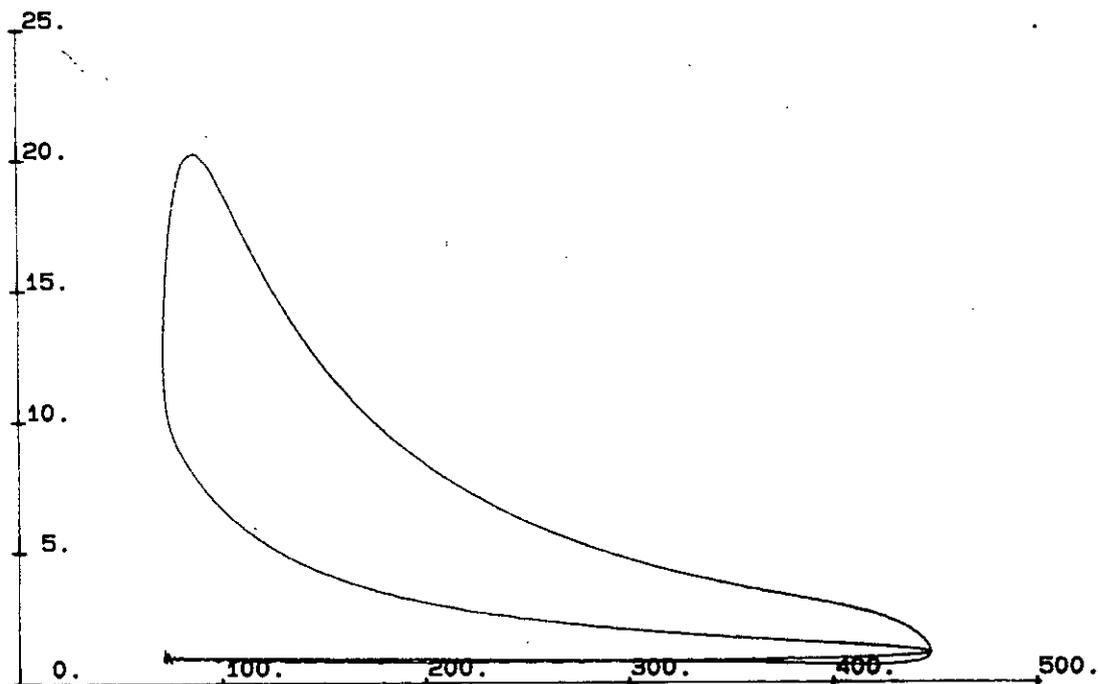
ANGLE DE VILEBRE [°]

INA LABO. MOTEUR
U.L.B. 19/12/88

BIOGAZ % CH4 : 100.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 37

PRESSION DANS LA CHAMBRE (BAR)



VITESSE [TR/MIN] : 2000.
COURBE [NM] : 8.8
PUISSANCE [W] : 1840.
PME [BAR] : 4.6711

PME [BAR] : 2.9
REND. GLOBAL [%] : 12.387
RICHESSE : 1.22
CSE [G/KWH] : 581.

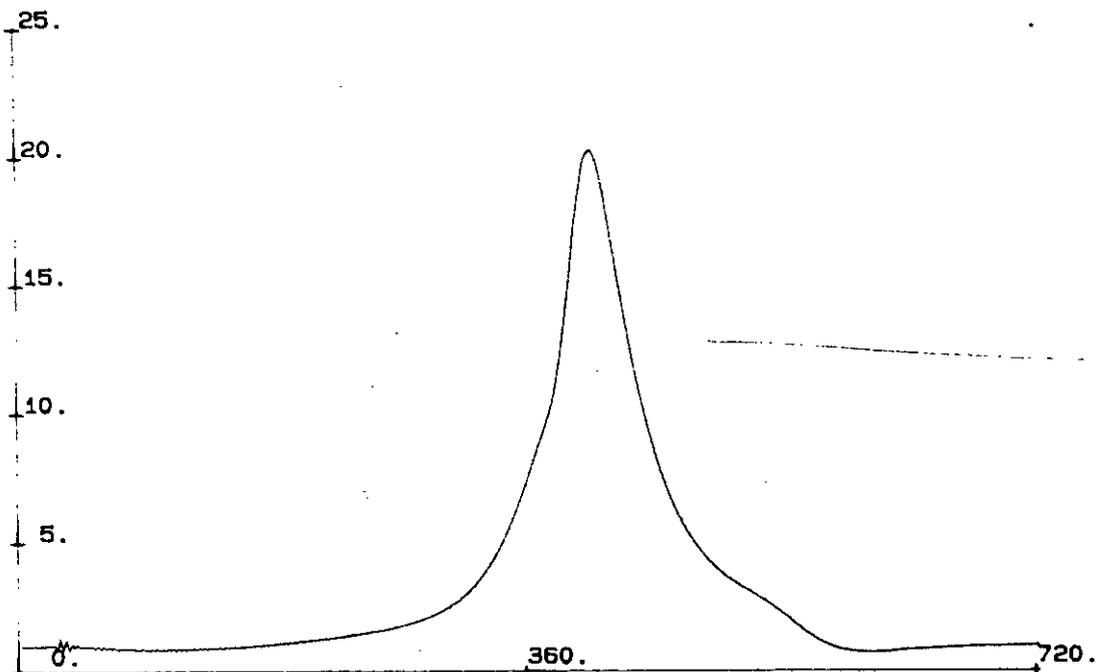
VOLUME [CM3]

INA LABO. MOTEUR
U.L.B. 19/12/85

BIOGAZ % CH4 : 100.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 37

PRESSION DANS LA CHAMBRE (BAR)



VITESSE [TR/MIN] : 2000.
COURBE [NM] : 8.8
PUISSANCE [W] : 1840.
PME [BAR] : 4.6711

PME [BAR] : 2.9
REND. GLOBAL [%] : 12.387
RICHESSE : 1.22
CSE [G/KWH] : 581.

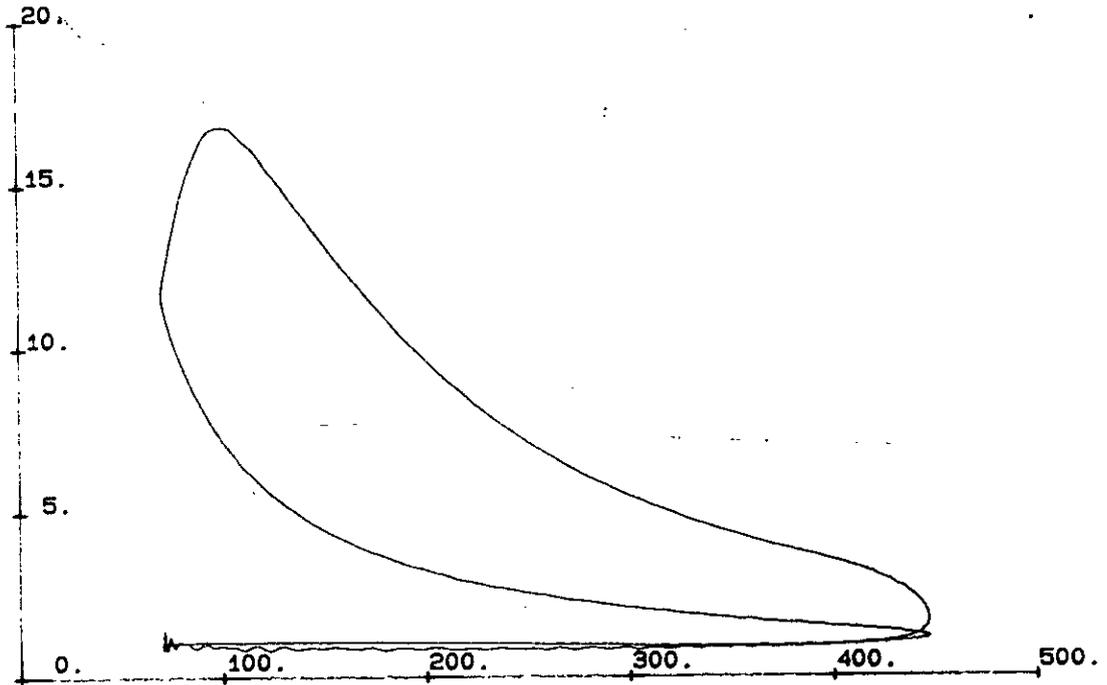
ANGLE DE VILEBREQUIN

INA LABO. MOTEUR
U.L.B. 19/12/85

BIOGAZ % CH4 : 100.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 38

PRESSION DANS LA CHAMBRE (BAR)



VELOC. (TR/MIN) : 2500.
DIA. PISTON (MM) : 8.6
PUISSANCE (W) : 2250.
PME (BAR) : 4.8152

PME (BAR) : 2.8
REND. GLOBAL (%) : 18.84
RICHESSE : .75
CSE (G/KWH) : 382.

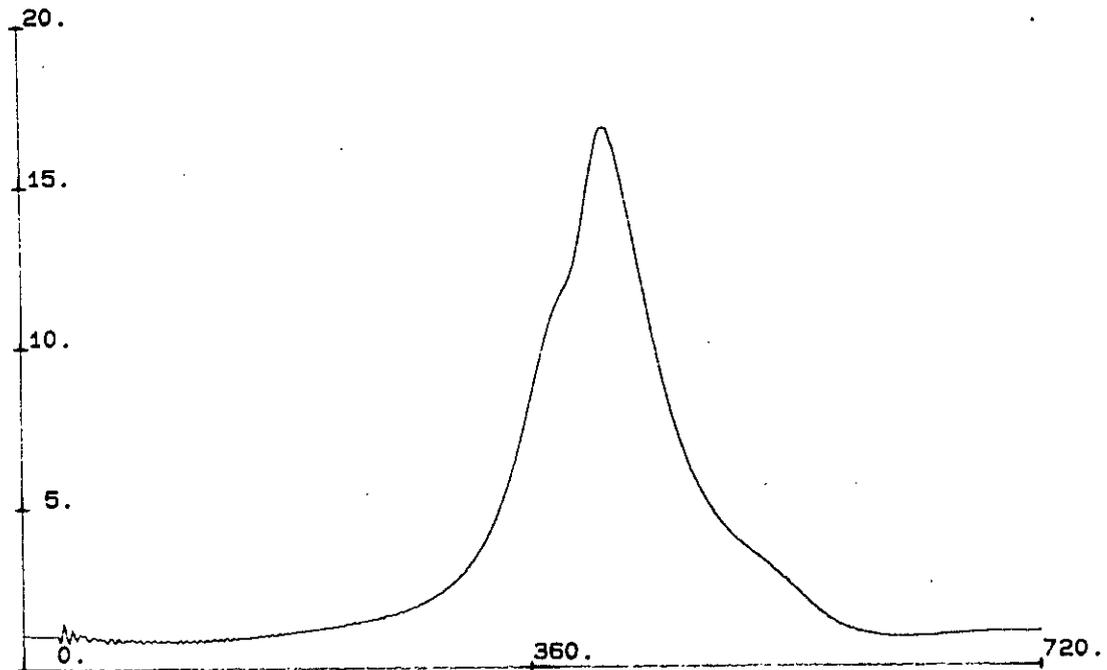
VOLUME (CM3)

INA: LABO. MOTEUR
U.L.B. 16/12/88

BIOGAZ % CH4 : 100.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 38

PRESSION DANS LA CHAMBRE (BAR)



VELOC. (TR/MIN) : 2500.
DIA. PISTON (MM) : 8.6
PUISSANCE (W) : 2250.
PME (BAR) : 4.8152

PME (BAR) : 2.8
REND. GLOBAL (%) : 18.84
RICHESSE : .75
CSE (G/KWH) : 382.

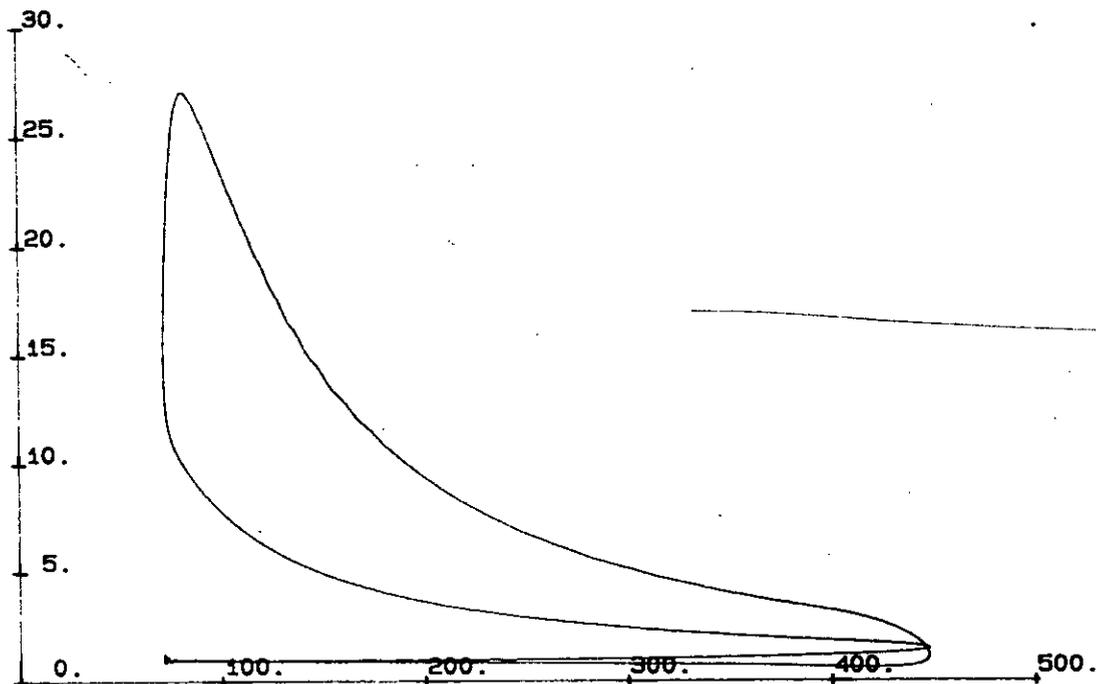
ANGLE DE VILEBREGENT

INA: LABO. MOTEUR
U.L.B. 16/12/88

BIOGAZ X CH4 : 100.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 39

PRESSION DANS LA CHAMBRE [BAR]



W. (TR/MIN) : 1800.
C. (NM) : 12.1
P. (W) : 2296.
PME (BAR) : 5.2317

PME (BAR) : 4.
REND. GLOBAL [%] : 21.941
RICHESSE : 1.05
CSE [G/KWH] : 328.

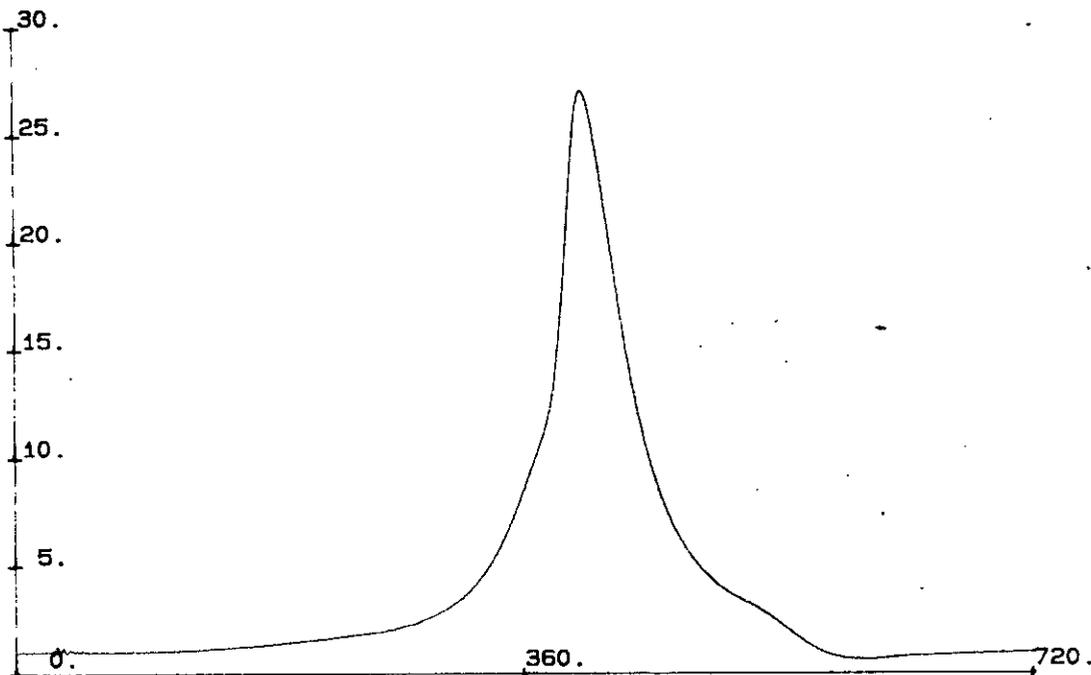
VOLUME [CM3]

INA LABO. MOTEUR
U.L.B. 19/12/88

BIOGAZ X CH4 : 100.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 39

PRESSION DANS LA CHAMBRE [BAR]



W. (TR/MIN) : 1800.
C. (NM) : 12.1
P. (W) : 2296.
PME (BAR) : 5.2317

PME (BAR) : 4.
REND. GLOBAL [%] : 21.941
RICHESSE : 1.05
CSE [G/KWH] : 328.

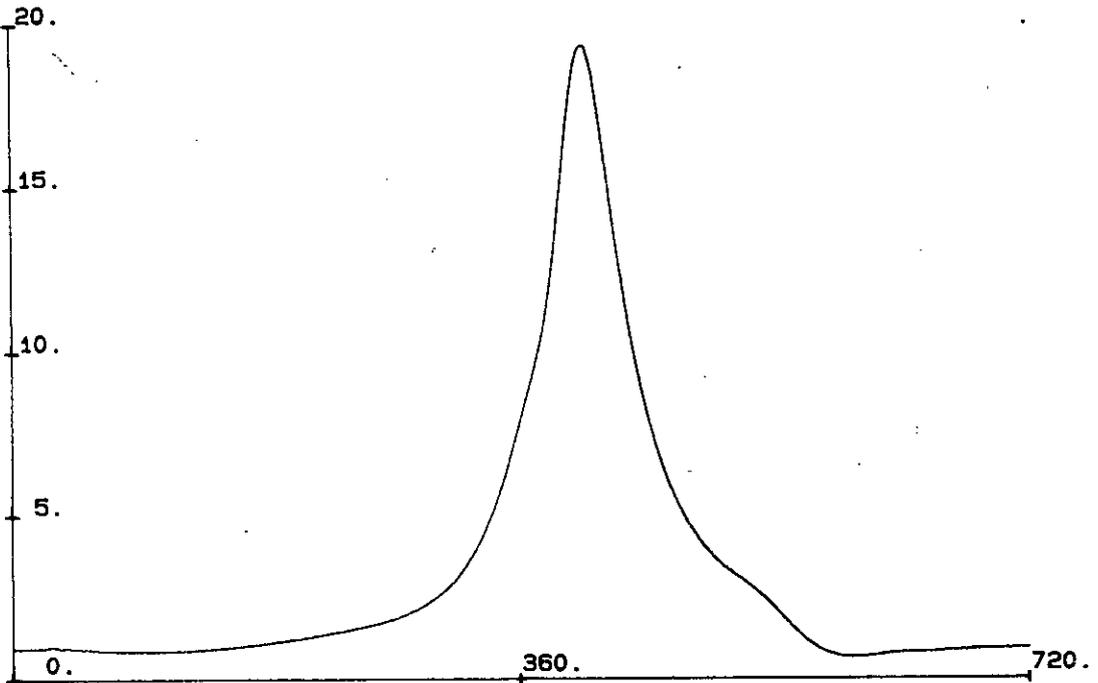
ANGLE DE VILEBRES

INA LABO. MOTEUR
U.L.B. 19/12/88

BIOGAZ X CH4 : 100.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 40

PRESSION DANS LA CHAMBRE [BAR]



RPM [TR/MIN] : 1800.
CUPLE [NM] : 8.9
PUISSANCE [W] : 1692.
PME [BAR] : 4.3765

PME [BAR] : 3.
REND. GLOBAL [%] : 11.664
RICHESSE : 1.3
CSE [G/KWH] : 617.

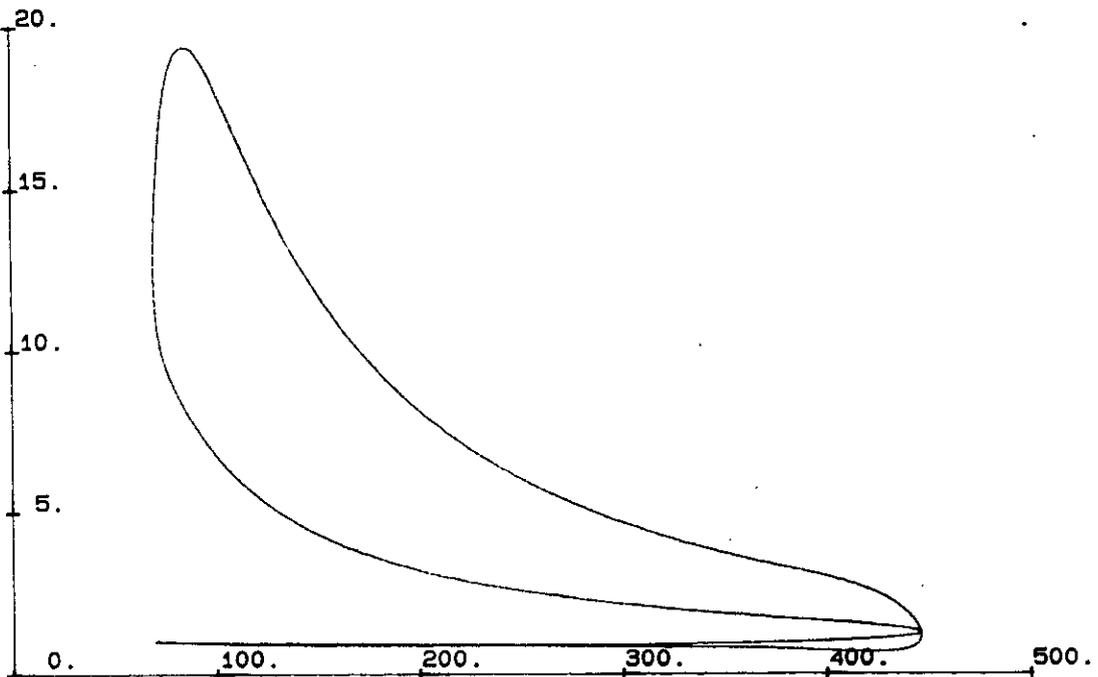
ANGLE DE VILEBREQUIN

INA LABO. MOTEUR
U.L.B. 19/12/88

BIOGAZ X CH4 : 100.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 40

PRESSION DANS LA CHAMBRE [BAR]



RPM [TR/MIN] : 1800.
CUPLE [NM] : 8.9
PUISSANCE [W] : 1692.
PME [BAR] : 4.3765

PME [BAR] : 3.
REND. GLOBAL [%] : 11.664
RICHESSE : 1.3
CSE [G/KWH] : 617.

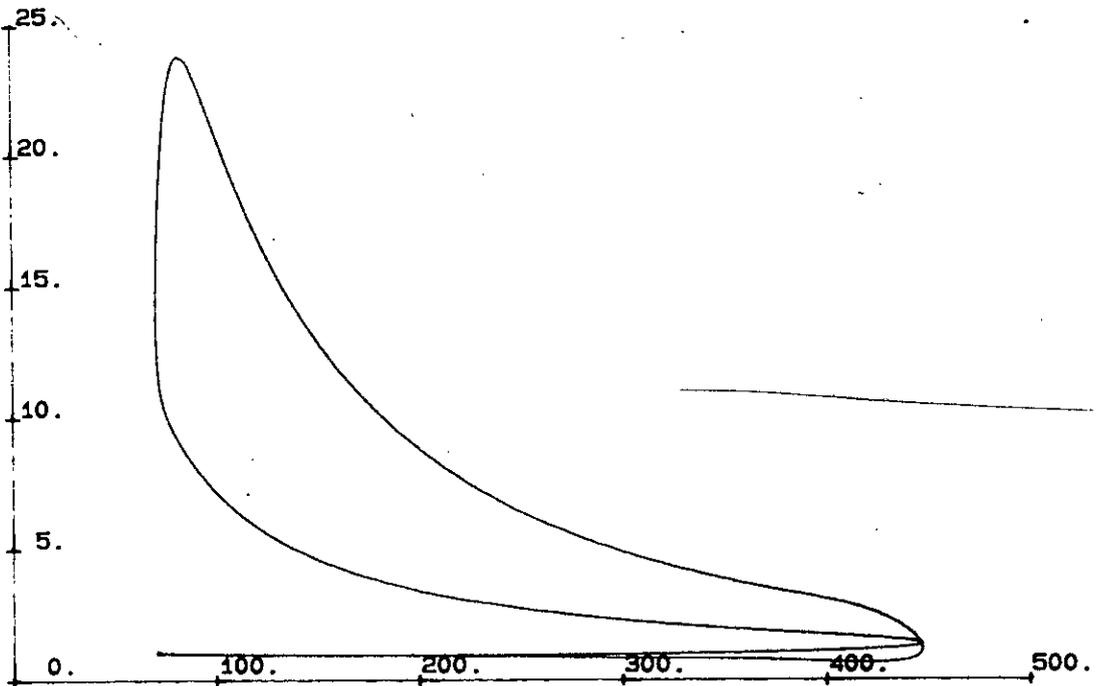
VOLUME [CM3]

INA LABO. MOTEUR
U.L.B. 19/12/88

BIOGAZ % CH4 : 100.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 41

PRESSION DANS LA CHAMBRE [BAR]



RPM [TR/MIN] : 1800.
COURBE [NM] : 10.6
PUISSANCE [W] : 1997.
PME [BAR] : 4.8259

PME [BAR] : 3.5
REND. GLOBAL [%] : 14.336
RICHESSE : 1.25
CSE [G/KWH] : 502.

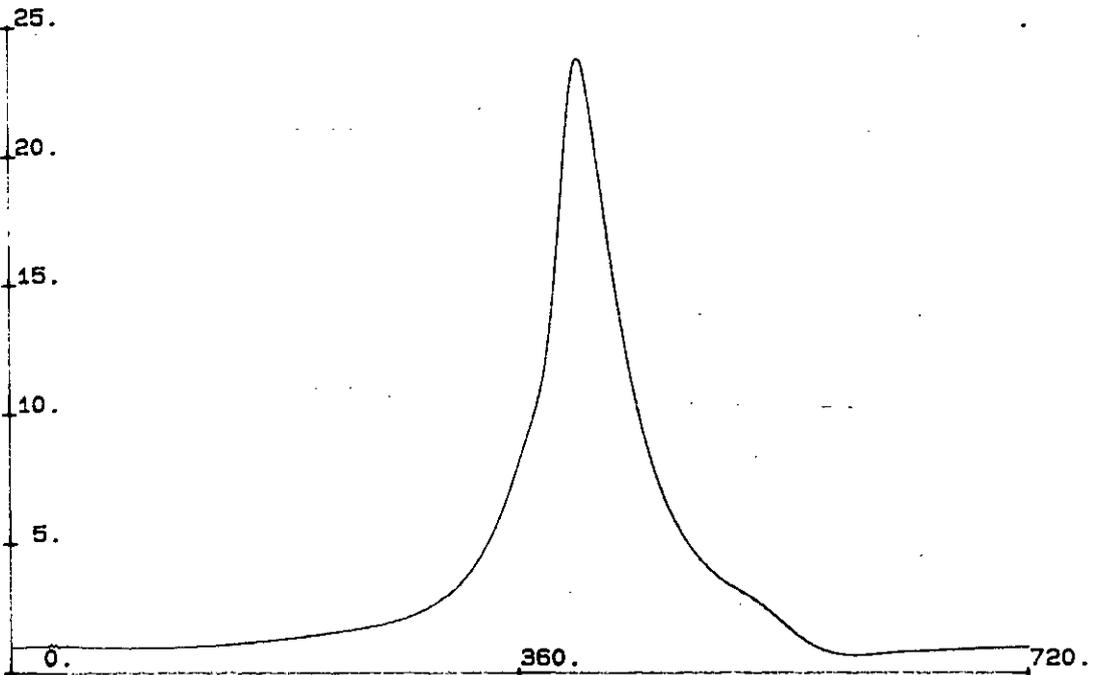
VOLUME [CM3]

INA LABO. MOTEUR
U.L.B. 19/12/88

BIOGAZ % CH4 : 100.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 41

PRESSION DANS LA CHAMBRE [BAR]



RPM [TR/MIN] : 1800.
COURBE [NM] : 10.6
PUISSANCE [W] : 1997.
PME [BAR] : 4.8259

PME [BAR] : 3.5
REND. GLOBAL [%] : 14.336
RICHESSE : 1.25
CSE [G/KWH] : 502.

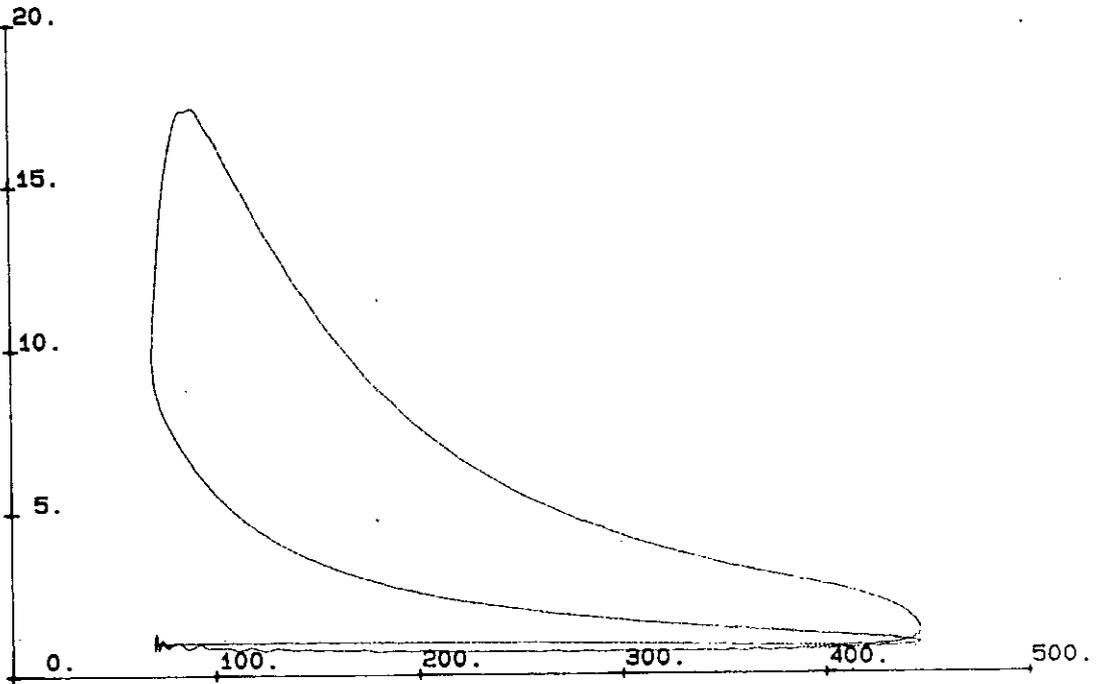
ANGLE DE VILEBREGUI

INA LABO. MOTEUR
U.L.B. 19/12/88

BIOGAZ % CH4 : 100.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 42

PRESSION DANS LA CHAMBRE [BAR]



RPM [TR/MIN] : 2500.
COUPLE [NM] : 7.8
PUISSANCE [W] : 2062.
PMI [BAR] : 4.2862

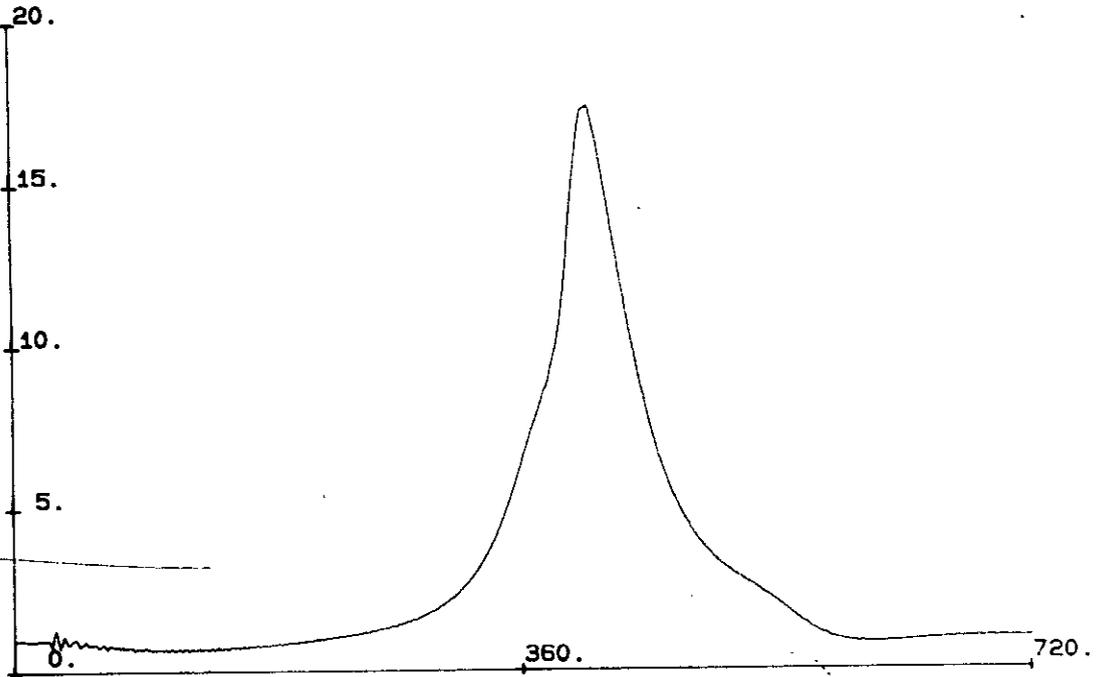
PME [BAR] : 2.6
REND. GLOBAL [%] : 13.579
RICHESSSE : 1.2
CSE [G/KWH] : 530.

INA LABO. NOTE
U.L.B. 16/12/8

BIOGAZ % CH4 : 100.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 43

PRESSION DANS LA CHAMBRE [BAR]



RPM [TR/MIN] : 2500.
COUPLE [NM] : 7.8
PUISSANCE [W] : 2062.
PMI [BAR] : 4.2862

PME [BAR] : 2.6
REND. GLOBAL [%] : 13.579
RICHESSSE : 1.2
CSE [G/KWH] : 530.

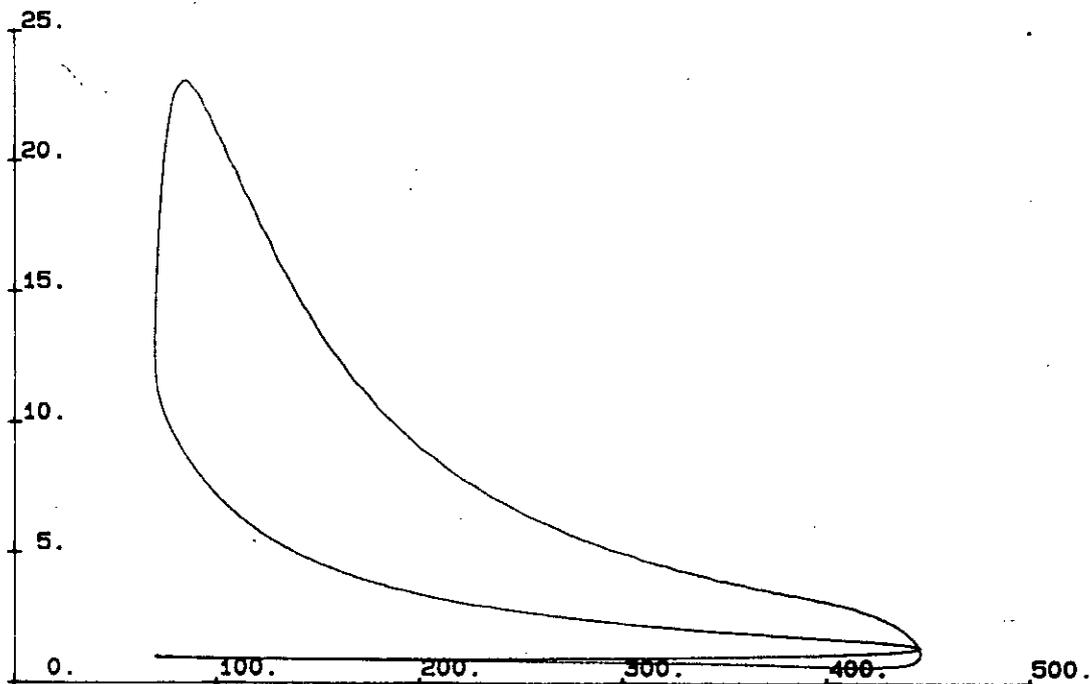
ANGLE DE VILEBARRI

INA LABO. NOTE
U.L.B. 16/12/8

BIOGAZ % CH4 : 80.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 43

PRESSION DANS LA CHAMBRE [BAR]



VELOC. [TR/MIN] : 1800.
COURBE [NM] : 11.
PUISSANCE [W] : 2087.
PME [BAR] : 5.0182

PME [BAR] : 3.7
REND. GLOBAL [%] : 16.416
RICHESSE : .88
CSE [G/KWH] : 548.

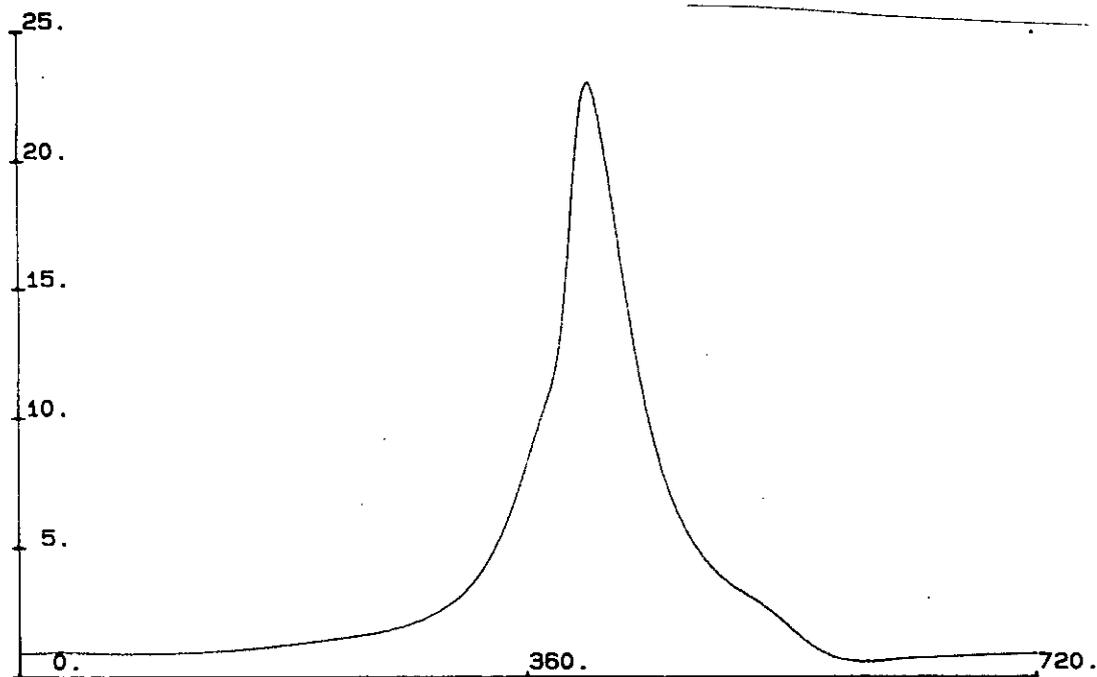
VOLUME [CM3]

INA LABO. MOTELER
U.L.B. 19/12/88

BIOGAZ % CH4 : 80.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 43

PRESSION DANS LA CHAMBRE [BAR]



VELOC. [TR/MIN] : 1800.
COURBE [NM] : 11.
PUISSANCE [W] : 2087.
PME [BAR] : 5.0182

PME [BAR] : 3.7
REND. GLOBAL [%] : 16.416
RICHESSE : .88
CSE [G/KWH] : 548.

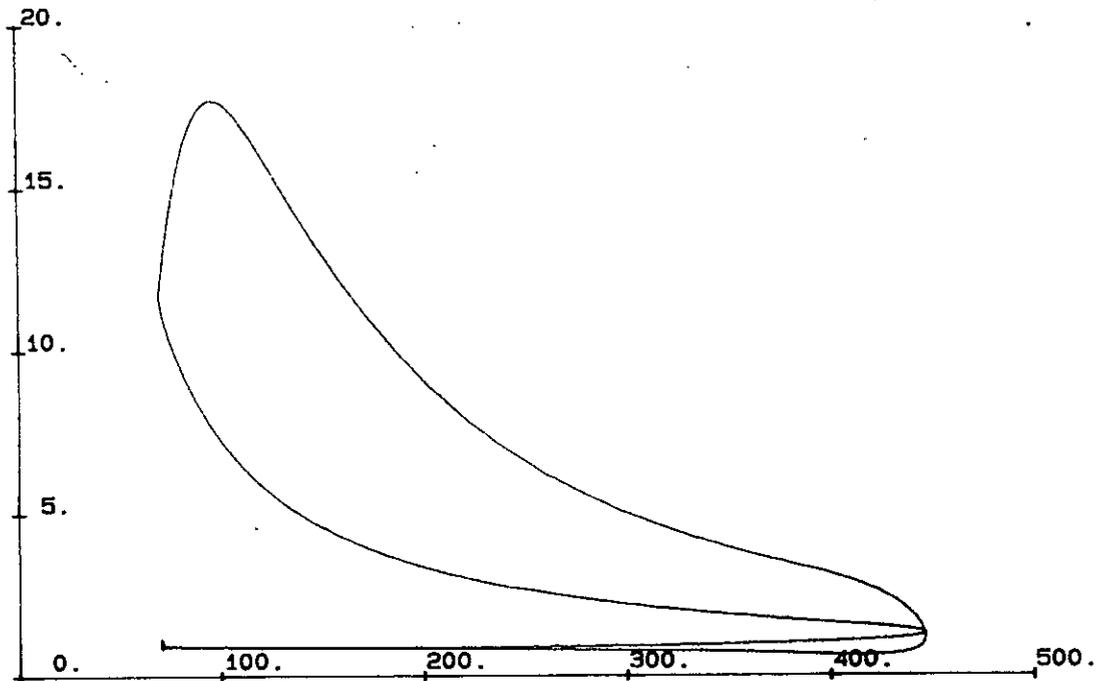
ANGLE DE VILEBREQUIN

INA LABO. MOTELER
U.L.B. 19/12/88

BIOGAZ % CH4 : 80.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 44

PRESSION DANS LA CHAMBRE [BAR]



RPM [TR/MIN] : 1800.
CUPLE [NM] : 9.4
PUISSANCE [W] : 1764.
PME [BAR] : 4.4046

PME [BAR] : 3.1
REND. GLOBAL [%] : 16.783
RICHESSSE : .71
CSE [G/KWH] : 536.

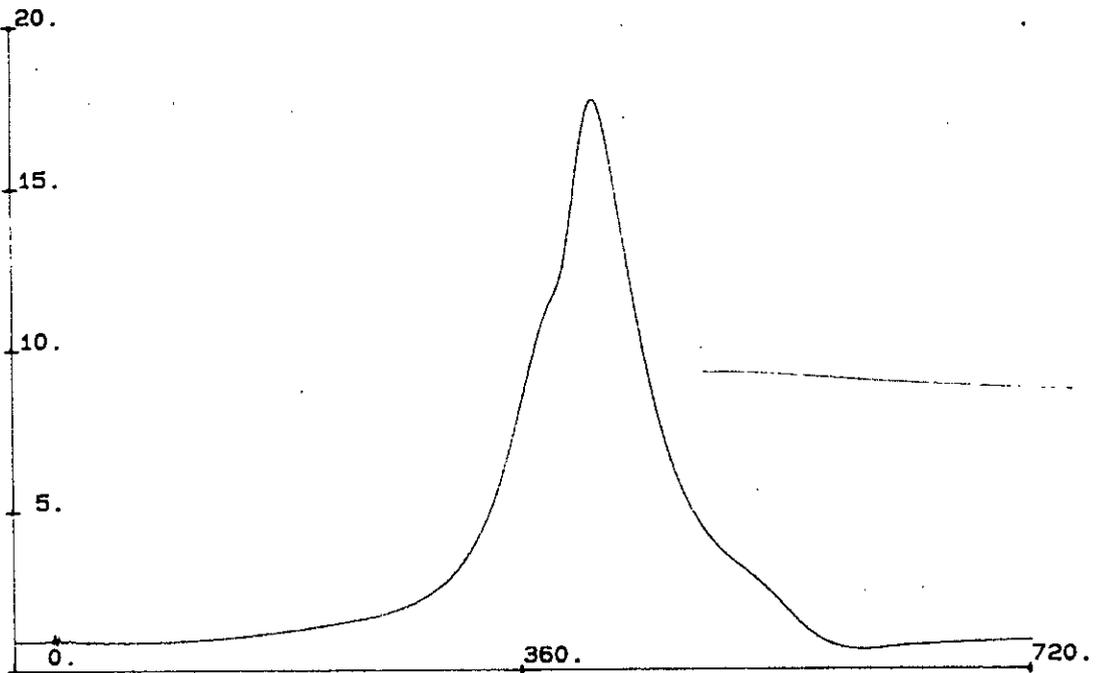
VOLUME [CM3]

INA LABO. MOTEUR
U.L.B. 19/12/88

BIOGAZ % CH4 : 80.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 44

PRESSION DANS LA CHAMBRE [BAR]



RPM [TR/MIN] : 1800.
CUPLE [NM] : 9.4
PUISSANCE [W] : 1764.
PME [BAR] : 4.4046

PME [BAR] : 3.1
REND. GLOBAL [%] : 16.783
RICHESSSE : .71
CSE [G/KWH] : 536.

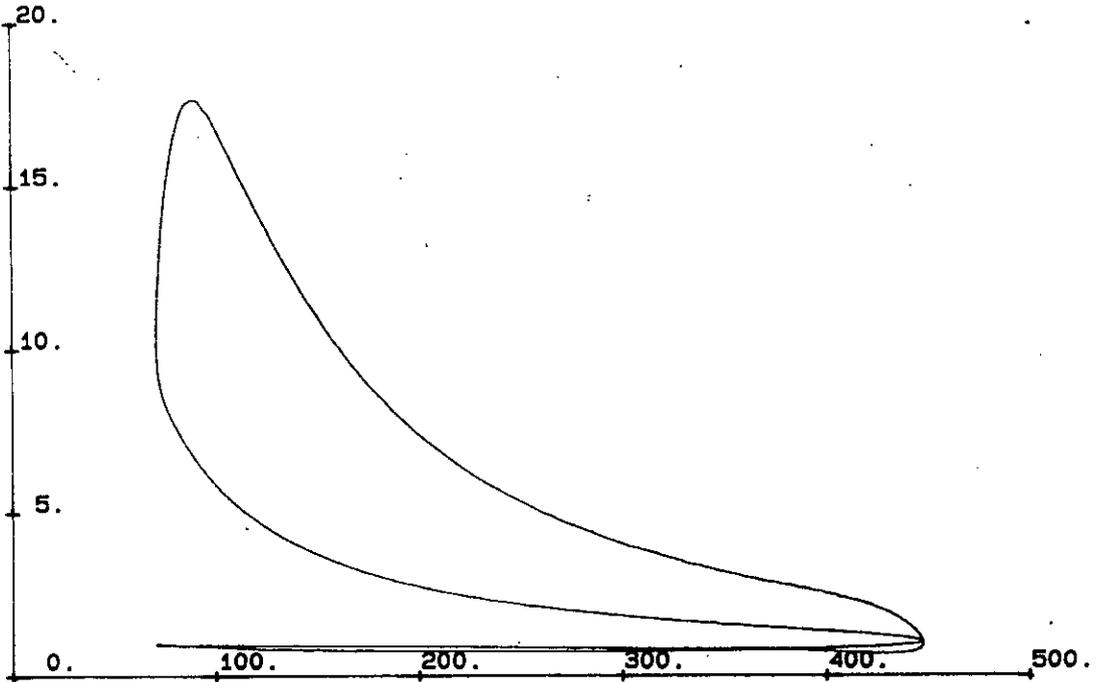
ANGLE DE VILEBREQUI

INA LABO. MOTEUR
U.L.B. 19/12/88

BIOGAZ % CH4 : 80.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 45

PRESSION DANS LA CHAMBRE [BAR]



REV (TR/MIN) : 1800.
COURBE (NM) : 7.9
PUISSANCE [W] : 1494.
PME [BAR] : 4.0768

PME [BAR] : 2.6
REND. GLOBAL [%] : 9.8531
RICHESSE : 1.1
CSE [G/KWH] : 913.

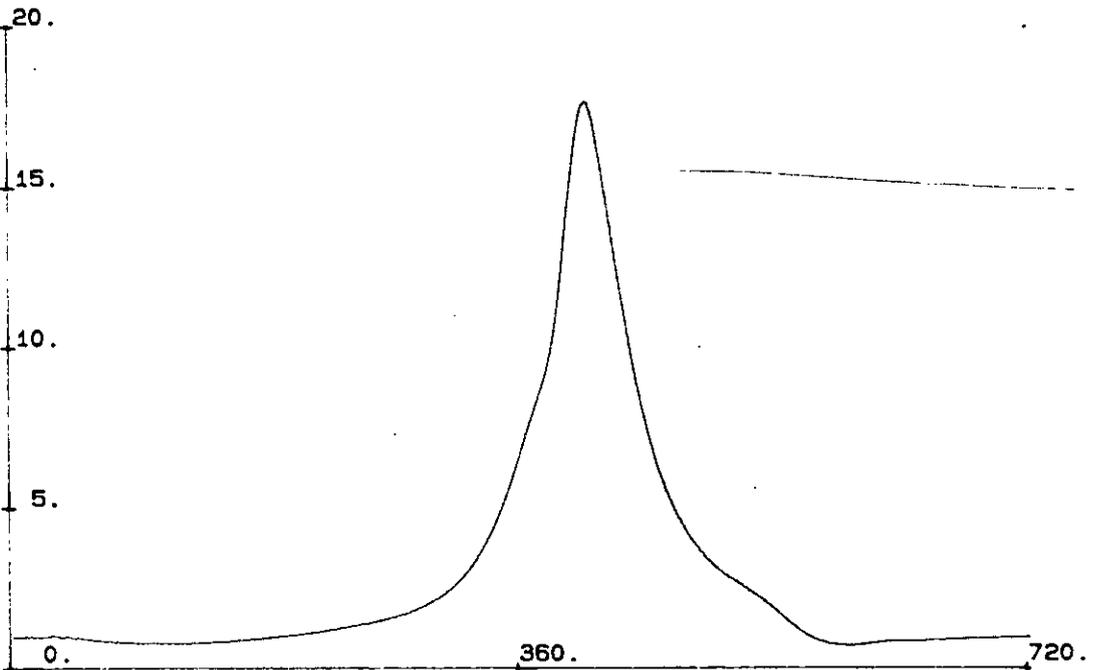
VOLUME [CM3]

JNA: LABO. MOTEUR
U.L.B. 19/12/88

BIOGAZ % CH4 : 80.

CYCLE MOYEN DE PRESSION : ESSAI 45

PRESSION DANS LA CHAMBRE [BAR]



REV (TR/MIN) : 1800.
COURBE (NM) : 7.9
PUISSANCE [W] : 1494.
PME [BAR] : 4.0768

PME [BAR] : 2.6
REND. GLOBAL [%] : 9.8531
RICHESSE : 1.1
CSE [G/KWH] : 913.

ANGLE DE VILEBREQUI

JNA: LABO. MOTEUR
U.L.B. 19/12/88

Troisième Partie

SIMULATION

NUMERIQUE

LE BIOGAZ

INTRODUCTION

L'utilisation du biogaz (composé essentiellement de méthane et de dioxyde de carbone) comme énergie de complément ou de substitution aux autres formes principalement fossiles (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 coûts de la main - d'oeuvre et des installations que nécessitent la production de cette énergie , comparés à ceux du Fuel et du Charbon en abondance et à bas prix , à l'époque , ont conduit progressivement à leur abondon .

Le prix de revient de plus en plus croissant des produits pétrolier pour les pays industrialisés , et la diminution des réserves de pétrole ont amené certains états à 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 dernières 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'oeuvrer pour être en mesure d'utiliser les énergies nouvelles .

Il est à noter qu'une politique nécessaire à cette tâche 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 où les ressources (déchets agricoles , pailles ,

collets , betteraves et oignons) sont directement à 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 :

a - Sur le plan économique :

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

b - Sur le plan écologique :

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

Ces 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 dénomés " ménagers " ont été construits chez des particuliers .

Le biogaz produit sert à actionner des groupes frigorifiques pour la conservation des aliments , des groupes moto-pompe 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 la 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 à allumage commandé . De nombreux travaux concernant la production de la biomasse et sa conversion en biocombustible ont été entrepris . 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 à une transformation d'un moteur conventionnel par adaptation de la carburation .

DEFINITION

Le biogaz est un combustible de composition variable . Ses propriétés physico-chimiques , variables elles également , seront calculées dans la sousroutine CARAC du programme MANS (voir partie programme) 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 donc fluctuante , elle dépend de nombreux paramètres dont :

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

COMPOSITION DU BIOGAZ

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

CH ₄	- Méthane	50	à	{	70 %	digesteur discontinu
					80 %	digesteur continu
CO ₂	- Dioxyde de carbone	15	à	{	40 %	digesteur discontinu
					35 %	digesteur continu
H ₂	- Hydrogène	1	à	{	3 %	digesteur discontinu
					10 %	digesteur continu
O ₂	- Oxygène				0,1	à 1 %

CO	-	Monoxyde de carbone	0	à	1 %
N ₂	-	Azote	0,5 à	}	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	:	CH ₄	:	50 %	&	CO ₂	:	50 %
Le biogaz moyen	:	CH ₄	:	65 %	&	CO ₂	:	35 %
Le biogaz riche	:	CH ₄	:	80 %	&	CO ₂	:	20 %

PROPRIETES PHYSICO-CHIMIQUES DU BIOGAZ

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

FORMULE CHIMIQUE GLOBALE

Soit un biogaz constitué de Nc constituants .

Soit le ième constituant du biogaz , possédant un titre volumique Xi et comportant :

- ai atomes de carbone .
- bi atomes d'hydrogène .
- ci atomes d'oxygène .
- di atomes d'azote .

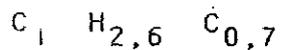
La formule chimique de ce constituant est :



On obtient , par exemple , pour le biogaz moyen (composé de 65 % de CH₄ et 35 % de CO₂) :

$$\begin{aligned}
 a &= \text{nombre d'atomes de carbone} &= & 0,65 \cdot 1 + 0,35 \cdot 1 = 1 \\
 b &= \text{nombre d'atomes d'hydrogène} &= & 0,65 \cdot 4 = 2,6 \\
 c &= \text{nombre d'atomes d'oxygène} &= & 0,35 \cdot 2 = 0,7
 \end{aligned}$$

Le biogaz moyen a donc pour formule chimique globale :



MASSE MOLLAIRE

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

$$M = 12,011 \cdot a + 1,008 \cdot b + 16 \cdot c + 14,008 \cdot d \quad \text{g / mole}$$

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 :

$$= 12,011 \cdot 1 + 1,008 \cdot 2,6 + 16 \cdot 0,7 = 25,8 \quad \text{g / mole}$$

Constante massique des gaz parfaits

La constante massique universelle des gaz parfaits vaut :

$$R_0 = 1,9869 \quad \text{cal / mole K}$$

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

$$r = \frac{1,9869}{g} = \frac{1,9869}{25,8} = 0,077 \quad \text{cal / g K}$$

MASSE VOLUMIQUE

Dans les conditions normales de pression et de température, où :
 $P = 1,013 \text{ bar}$ & $T = 273,15 \text{ K}$, une mole de biogaz occupe un volume de $22,4 \text{ l}$ ($22,4 \text{ dm}^3$), la masse volumique vaut donc :

$$\rho = \frac{\mu_g}{22,4} \quad \left[\text{g} / \text{dm}^3 \right] \text{ ou } \left[\text{kg} / \text{m}^3 \right]$$

Pour le biogaz moyen, on obtient :

$$\rho = \frac{25,8}{22,4} = 1,15 \quad \left[\text{g} / \text{dm}^3 \right] \text{ ou } \left[\text{kg} / \text{m}^3 \right]$$

DENSITÉ PAR RAPPORT A L'AIR

La densité par rapport à l'air est une propriété directement liée à la notion de sécurité. En effet, un gaz plus léger que l'air aura tendance à s'élever au dessus du niveau du sol et présentera, de 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 : $\mu_a = 28,84$ $\left[\text{g} / \text{mole} \right]$, et sa

masse volumique ρ_a vaut : $\rho_a = 1,288$ $\left[\text{kg} / \text{m}^3 \right]$.

D'où la densité d_g du biogaz par rapport à l'air :

$$d_g = \frac{\rho_g}{\rho_a} = \frac{1,15}{1,288} = 0,893$$

POUVOIR CALORIFIQUE INFÉRIEUR

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

$$\text{CH}_4 - \text{méthane} : \text{PCI} = 35,874 \left[\text{KJ} / \text{m}^3 \right] , \text{PCS} = 39,809 \left[\text{KJ} / \text{m}^3 \right]$$

$$\text{H}_2 - \text{hydrogène} : \text{PCI} = 10,714 \left[\text{KJ} / \text{m}^3 \right] , \text{PCS} = 12,767 \left[\text{KJ} / \text{m}^3 \right]$$

$$\text{CO} - \text{monoxyde de carbone} : \text{PCI} = 12,633 , \text{PCS} = 12,633 \left[\text{KJ} / \text{m}^3 \right]$$

$$\text{H}_2\text{S} - \text{sulfure d'hydrogène} : \text{PCI} = 23,148 , \text{PCS} = 25,116 \left[\text{KJ} / \text{m}^3 \right]$$

Dans le même processus 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 " .

Si le i^{ème} constituant du biogaz , de titre volumique X_i a un pouvoir calorifique inférieur " PCI_i " , le pouvoir calorifique inférieur " PCI " total du biogaz comprenant N_c constituants vaut :

$$\text{PCI} = \sum_{i=1}^{N_c} X_i \cdot \text{PCI}_i \quad \left[\text{KJ} / \text{m}^3 \right] \quad \text{ou} \quad \left[\text{Kcal} / \text{m}^3 \right]$$

d'ou 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 :

$$\text{PCI} (\text{CH}_4) = 35874 \left[\text{KJ} / \text{m}^3 \right] , \quad \text{PCI} (\text{H}_2) = 10714 \left[\text{KJ} / \text{m}^3 \right]$$

$$PCI (CO) = 23148 \left[KJ / m^3 \right] , PCI (CO_2) = 0 \left[KJ / m^3 \right]$$

On obtient alors pour le biogaz moyen :

$$PCI = 0,65 \cdot 35874 + 0,35 \cdot 0 = 23318 \left[KJ / m^3 \right]$$

$$= 5573 \left[Kcal / m^3 \right]$$

À 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 :

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

PCI par unité de volume : $= 33,3 \cdot 10^6 \left[KJ / m^3 \right]$

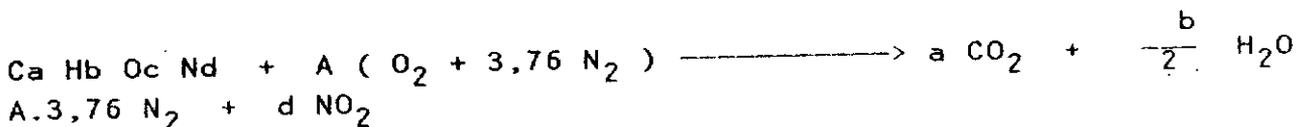
PCI par unité de masse : $= 45 \cdot 10^3 \left[KJ / Kg \right]$

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

1 kg de biogaz moyen	<----->	0,45 kg d'essence
1 kg de biogaz moyen	<----->	0,70 l d'essence

DOSAGE STœCHIMETRIQUE ds

La réaction stœchiométrique s'écrit :



avec $A = (a + b/4 + d - c/2)$

Le rapport stœchiométrique dans de l'air par rapport au carburant est par définition le rapport entre la masse d'air et la

masse du carburant qui sont engagées dans la réaction .

On a donc :

$$ds = \frac{12,011.a + 1,008.b + 16.c + 14,008.d}{A \cdot 4,76 \cdot \mu_a}$$

où μ_a = masse molaire de l'air = 28,84 .

En effet , le terme ($O_2 + 3,76 N_2$) représente 4,76 moles d'air et en remplaçant A par sa valeur , on obtient :

$$ds = \frac{\mu_g}{(a + b/4 + d - c/2) \cdot 4,76 \cdot 28,84} = 0,1445 .$$

μ_g = masse molaire du combustible = 25,8 [Kg / m³]

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 brûler .

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

$$v = \frac{1}{ds} \cdot \frac{\rho_g}{\rho_a}$$

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 , appelés bactéries méthanogènes , ont la faculté , en l'absence d'oxygène , d'utiliser l'énergie chimique

potentielle contenue dans les matières organiques et ce , grâce à un ensemble complexe des réactions enzymatiques d'où proviennent le méthane CH_4 et le dioxyde de carbone CO_2 .

Ces réactions produisent à la fois une énergie suffisante pour la reproduction des bactéries méthanogènes et d'un mélange gazeux , le biogaz , contenant principalement du CH_4 et du 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'ont pas la même valeur ; en effet , certains d'entre eux ont , au départ , une valeur négative car ils doivent , pour la 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 la méthanisation .

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

- combustion (brûlures à biogaz) .
- éclairage (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 lesquels l'allumage est réalisé par l'autoinflammation d'une petite quantité pilote de gasoil injectée à chaque admission de gaz .

On distingue encore , dans ce type d'utilisation , les moteurs utilisés uniquement pour l'entraînement 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 du 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 paramètres moteurs pour le fonctionnement au biogaz .

Souvent après leur transformation en vue de fonctionner au biogaz 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 :

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

où

η_1 : rendement de la photosynthèse , c a d de l'étape qui transforme 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 ($M_2 = 40 \%$) .

η_3 : rendement de la transformation du biogaz en énergie

mécanique , c a d rendement du moteur ($M_3 = 20$ à 25%) .

η_4 : rendement des phases intermediaires de stockage et de transport :

On constate que le rendement global de cette filière est très faible ($\eta = 0,2 \%$) .

Ceci n'est pas un inconvénient à priori puisque les produits , gratuits pour la 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 et condamné à le rester quoi que l'on fasse , il est essentiel que les rendements des différentes étapes soient maximisés .

Or 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 concernent plus le biologiste ou l'ingenieur agronome que l'ingenieur mecanicien , la phase de transformation du biogaz en énergie mécanique a , quant à elle , été très peu examinée jusqu'à présent. η_4 pour sa part est un facteur organisationnel qui n'entre pas en ligne de compte ici .

Il apparait 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 .

COMPRESSION ET STOCKAGE

Lorsqu'on désire utiliser le biogaz dans des engins mobiles tels les tracteurs ou les véhicules , ou lorsqu'on doit le transporter sur des distances , il est impératif de procéder à une compression du gaz et à un stockage dans des bonbonnes . Cette technique de compression et de stockage utilise les propriétés et les lois thermodynamiques du biogaz .

CHAPITRE 7

HYPOTHESES DE CALCUL

HYPOTHESES DE CALCUL

Dans le passé, les programmes de simulation, qui ont été développés 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, les transferts thermiques, la cinématique etc..., ne permettent pas une simulation universelle.

L'importance du moteur à allumage commandé, d'une part dans le parc véhicule et d'autre part à cause de son mécanisme de combustion par propagation d'un front de flamme, lui a suscité beaucoup de travaux de recherche en vue de sa simulation.

De nombreux chercheurs ont depuis longtemps étudié la simulation du moteur à allumage commandé faisant appel aux théories de vitesses de flammes, de la production d'espèces mais en faisant des hypothèses différentes sur la turbulence, la nature des pertes prises en compte et leur modélisation.

On peut citer :

1. B. SALE (1958) [27]

Salé considère que la combustion se fait dans un milieu homogène, il divise la chambre en plusieurs tranches de forme sphérique et émet l'hypothèse suivante : l'accroissement de pression au cours de la combustion est à l'origine de l'augmentation de la température suivant un loi sensiblement adiabatique. La combustion de chaque tranche atteinte par le front de flamme provoque une compression des gaz brûlés. Il utilise ensuite pour la vitesse de flamme les relations expérimentales de Heinel et Weast [66] pour chaque combustible :

$$u_{01} = A + B \cdot T^{\alpha}$$

Pour le benzène :	A = 30	;	B = 7,91 · 10 ⁷	;	α = 2,92
Pour l'isooctane :	A = 12,1	;	B = 8,362 · 10 ⁵	;	α = 2,19
Pour l'heptane :	A = 19,8	;	B = 2,493 · 10 ⁻⁵	;	α = 2,39

Pour tenir compte de la turbulence il écrit :

$$\mu_0 = \mu_{0l} = \sqrt{\frac{X_t}{X_e}}$$

μ_{0t} = vitesse turbulente .

μ_{0l} = vitesse laminaire .

X_e = diffusivité thermique .

X_t = coefficient d'échange thermique turbulent .

2_ Phillips et Orman (1965) [31]

Phillips et Orman considèrent la combustion homogène avec deux zones distinctes gaz frais et gaz brûlés .

La vitesse turbulente est liée à la vitesse laminaire par :

$$\frac{\mu_t}{\mu_l} = 1 + 0,002 \cdot N$$

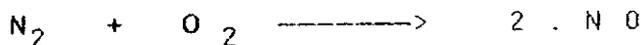
N = vitesse de rotation du moteur .

Le calcul des concentrations des différentes espèces se fait à l'équilibre .

Ils négligent les transferts de chaleur à travers les parois .

3_ Eyzat et Guibert (1968) [54] utilisent un modèle simplifié avec un mécanisme simplifié de Kaufman .

Ils introduisent l'équation de dissociation suivante :



4_ Hansel (1970) [55]

Il considère une combustion homogène et utilise l'approximation classique sur la vitesse : $U_t = U_l + u'$

u' : intensité de turbulence .

5_ W. J. D. Annand(1970) [48]

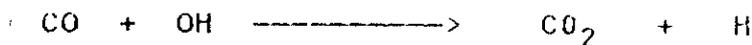
Son modèle repose sur la théorie d'une flamme se propageant sphériquement à partir de la bougie d'allumage .

Le facteur de turbulence est supposé égal au rapport $:(u_t / u_l)$

u_t = vitesse turbulente .

u_l = vitesse laminaire .

Il fait le calcul des différentes concentrations des différentes espèces à l'équilibre en tenant compte en plus de la réaction secondaire suivante :



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

K = Constante d'équilibre

$\beta = A \exp (- E / R \cdot T_b)$

T_b = Température des gaz brûlés

A = Constante à déterminer

E = énergie d'activation

6_ Blumbert et Kummer (1971) [56] utilisent un modèle de

combustion non homogène . Ils ne considèrent pas les transferts thermique . Et considèrent 11 espèces à l'équilibre CO_2 ; CO ; N_2 ; H_2O ; H_2 ; O_2 ; O ; H ; OH ; NO ; NO_2 .

7_ Lucas et James (1973) [57]

-Lucas et James utilisent les hypothèses de Phyllips et Orman pour inclure la concentration de NO et CO .

-Ils utilisent quinze espèces pour lesquelles ils font le calcul à l'équilibre : CO_2 , CO , N_2 , H_2O , H_2 , O_2 , O , H , OH , NO , NO_2 , N_2O , NH_3 , HNO et N .

-Ils supposent une propagation sphérique de la flamme .

-Ils utilisent l'équation de Seménov pour introduire les gaz résiduels .

-Ils considèrent un modèle de combustion par tranches .

-La vitesse turbulente est liée à la vitesse laminaire par :

$$u_0 = u_l \cdot K_t$$

K_t = facteur de turbulence .

-La théorie d'Annand est utilisée pour tenir compte des transferts thermiques : [48]

$$\frac{q}{A} = C_1 \left(\frac{\lambda}{b} \right) R_e^{C_2} \left(T_g - T_v \right) + e_c \left(T_g^4 - T_x^4 \right)$$

On remarque qu'ils tiennent compte de la radiation par le 2^{ième} terme du 2^{ième} membre .

- Avec :
- $C_1 = 0,37$ à $0,8$ pour une combustion normale
 - $C_2 = 0,7$
 - $e_c = 0$ durant la compression
 - $e_c = 1,03 \cdot 10^{-13} \text{ cal / cm}^2 \text{ s K}^4$ durant la combustion
 - A = Surface instantanée de transfert
 - $R_e = \rho \cdot V_p \cdot b / \mu$ (nombre de Reynolds)

8-W. A. Sirignano (1973) [42]

-Sirignano considère une combustion non homogène et utilise la méthode de maillage dans la chambre de combustion .

-Il applique les équations de continuité et de conservation d'énergie à deux modèles de propagation de flamme : un modèle axial et un modèle radial .

-La loi utilisée est une loi approchée .

-Il trouve une difficulté à prendre en considération la turbulence

9- C. Blizzard Norman et James C. Keck (1974) [51]

- Ils considèrent un front de flamme sphérique .
- Ils introduisent un temps caractéristique (τ)

$$\tau = l_e / u_l$$

l_e = rayon caractéristique du tourbillon

u_l = vitesse laminaire

- Ils introduisent une vitesse d'entraînement u_e

la masse entraînée vaut : $M_f = \rho_u \cdot A_f \cdot e_l$

A_f : surface du front de flamme

- Et font le calcul sur un modèle thermodynamique simple , introduisant seulement 7 espèces : $C_n H_m$, N_2 , O_2 , H_2O , CO_2 , CO et H_2

Pour la vitesse laminaire ils utilisent l'expression suivante :

$$u_l = u_{l0} \left(\frac{p_0}{p_u} \right)^\alpha \exp \frac{E A}{2 R} \left(\frac{1}{T_{b0}} - \frac{1}{T_b} \right)$$

$E A$ = Energie d'activation apparente

α = Ordre de la réaction de combustion

u_{l0} = vitesse de flamme aux conditions de référence

$$\left(T_b / T_{b0} \right) = \left(\rho_u / \rho_0 \right)$$

10- B. S. Samaga et B. S. Murthy [52]

Le modèle est basé sur les hypothèses suivantes :

- Combustion à front de flamme sphérique ,
- Les gaz frais et les gaz brûlés sont séparés par le front de flamme ,
- La variation de la vitesse fondamentale de la flamme est causé par l'augmentation de surface résultant de l'interaction des fluctuations turbulentes
- $u_t = f (Re , u_l)$

-L'équation de Séménov est utilisée pour calculer la vitesse laminaire .

11- Williams et James G Hansel [55]

-Ils émettent l'hypothèse d'une combustion homogène avec une flamme sphérique centrée sur la bougie et la vitesse turbulente :

$$St = Sl + u_1'$$

Sl = vitesse laminaire de flamme

u_1' = intensité de turbulence

12- F Fisson et O Henze (1984) [30]

-Fisson et Henze considèrent la combustion par tranches (ce qui permet le calcul unidimensionnel) avec :

-Une vitesse de flamme parallèle à l'axe de symétrie du cylindre ,

-La vitesse fondamentale de flamme régie par la loi de Métghalchis et Keck :

$$Su = Su_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^\alpha \left(\frac{P}{P_0} \right)^\beta$$

Où α , β et Su_0 sont des fonctions de la richesse

- $St = Su \cdot K$ = vitesse turbulente

K = facteur de turbulence

$K = f (Rpm , vitesse du piston)$

-Les échanges de chaleur sont prises en considération .

Le nombre important d'investigations sur ce problème indique non seulement l'intérêt du sujet mais également la diversité des solutions proposées .

Pour le moteur Diesel , on trouve les études de Borman , Myers , Uyehara (1970-1972) , Mc Anlay et al (1965) , Shraff et Hodgetts (1974) ...

Pour le moteur à deux temps à allumage commandé on peut citer notamment les travaux de Krieger (1969)

Le moteur Wankel a été modélisé , lui , par F V Bracco (1974) , TSAO (1976) ...

Après l'apparition du moteur à charge stratifié type Honda CVCC , Davis (1977) et Assanuma et Al (1977) se sont penchés sur l'étude de cette nouvelle configuration de moteur et ont mis au point un modèle approprié .

Il faut noter ici que chaque auteur met l'accent sur un aspect bien particulier de fonctionnement du moteur .

Parmi les écoles qui ont développé des programmes de simulation de moteurs quatre temps à allumage commandé , il existe deux grandes tendances qui se différencient par le modèle du processus de combustion utilisé , l'une considère que la combustion est homogène avec deux zones distinctes : les gaz frais et les gaz brûlés .

Le modèle exposé ici appartient à la seconde catégorie .

Dans ce groupe de modèles , on peut encore distinguer ceux qui utilisent une loi apparente de dégagement de l'énergie sans préciser la géométrie du front de flamme , et ceux qui utilisent le concept de vitesse de propagation turbulente associé à une géométrie particulière du front de flamme .

Le programme utilisé ici développe à la fois un modèle de combustion avec une loi apparente de dégagement de l'énergie (modèle de Wiebe) qui a l'avantage d'être simple , et un modèle de combustion avec propagation du front de flamme (formule de Van tiggelen et formule globale) qui permet de tenir compte des paramètres géométriques de la chambre de combustion et de l'influence des facteurs chimiques , tels les gaz résiduels .

Dans le cas de la propagation de la flamme , il faut émettre des hypothèses d'une part sur la nature et la forme de la propagation du front de flamme et d'autre part sur l'action de la turbulence qui règne dans la chambre .

On suppose ici que le front de flamme est infiniment mince et qu'il se propage selon une sphère centrée sur la bougie d'allumage .

La turbulence résulte du passage de la veine fluide dans le carburateur , du passage à travers la soupape d'admission et du mouvement du piston .

La turbulence est prise en compte par l'introduction d'un facteur de turbulence qui est le rapport entre la vitesse de propagation de la flamme turbulente et la vitesse de propagation laminaire .

L'interaction de la flamme avec la turbulence est négligée . Le facteur de turbulence dépend du régime de rotation , du remplissage en air et de la forme de la chambre .

Quant aux gaz résiduels qui sont calculés par itération successive il est tenu compte de leurs effets chimiques sur la vitesse laminaire et de leurs effets physiques dans le mélange carburé initial .

Les gaz résiduels agissent directement sur la vitesse de propagation laminaire . Ils peuvent , en théorie , augmenter ou diminuer cette vitesse selon la valeur de certains paramètres : énergie d'activation , ordre de réaction et température de la flamme comme l'indique G de Soete .

En pratique , une augmentation des gaz résiduels va de paire avec une diminution de la vitesse de combustion , toutes choses égales par ailleurs .

Pour écrire les équations du modèle on suppose que la pression est homogène dans la chambre de combustion , hypothèse qui est bien vérifiée ,sauf dans le cas des moteurs à préchambre ou à charges stratifiées .

Selon la phase du cycle envisagée on applique la loi des gaz parfait ,la loi de conservation de la masse et le premier principe de la thermodynamique , à un ou deux système thermodynamiques ,ce qui sera exposé plus loin .

CHAPITRE 8

EQUATIONS DE BASE DE LA SIMULATION

EQUATIONS DE BASE DE SIMULATION

Ayant retenu le cas du modèle de combustion homogène à deux zones, on peut écrire les équations suivantes ; dans lesquelles i est l'incidence du système considéré .

$i = 1$: Gaz frais

Ceux-ci sont un mélange $\left\{ \begin{array}{l} \text{d'air} \\ \text{de combustibles} \\ \text{de gaz résiduels} \end{array} \right.$

$i = 2$: Gaz brûlés

EQUATIONS DES GAZ PARFAITS :

On a :

$$P V_i = M_i R_i T_i \quad \text{où}$$

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 :

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

où α_1 = fraction massique d'air .
 α_2 = fraction massique du carburant .
 α_3 = fraction massique de gaz résiduels .

On a aussi :

$$R_k = 1,987 / W_k \quad [\text{cal} / \text{g}] .$$

où W_k : masse molaire du constituant k .

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

$$\frac{1}{P} \frac{dP}{dt} + \frac{1}{V_i} \frac{dV_i}{dt} = \frac{1}{M_i} \frac{dM_i}{dt} + \frac{1}{R_i} \frac{dR_i}{dt} + \frac{1}{T_i} \frac{dT_i}{dt} \quad (8 ; 1,2)$$

c a d 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 :

$$\sum_{i=1}^2 \frac{dM_i}{dt} = 0 \quad (8 ; 3)$$

PREMIER PRINCIPE DE LA THERMODYNAMIQUE

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

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

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 : $- p \frac{dV}{dt}$
- chaleur : $-\frac{dQ}{dt}$
- enthalpie : $-\frac{dM_i h_i}{dt}$

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

$$\frac{d(M_i U_i)}{dt} = -p \frac{dV_i}{dt} - \sum_j \frac{dQ_{ij}}{dt} + \sum_l \frac{dM_{il}}{dt} h_i \quad (8 ; 4 ; 5)$$

où :

- U_i : énergie interne massique du système i .
- Q_{ij} : flux de chaleur entre le système i et la paroi j .
- M_{il} : masse transférée du système i par la paroi l .
- h_i : enthalpie massique du système i .

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

$$U = \sum_{k=1}^3 \alpha_k U_k \quad (8 ; 6)$$

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

$$\frac{dU}{dt} = \sum_{k=1}^3 \alpha_k \left[\frac{\partial U_k}{\partial T} \frac{dT}{dt} + \frac{\partial U_k}{\partial P} \frac{dP}{dt} \right] \quad (8 ; 7)$$

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

$$\frac{\partial U}{\partial P} = 0$$

LOI DU VOLUME BALAYE

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

$$V = V_m + \frac{\pi D^2}{4} \cdot r \cdot \left[1 - \cos \theta + \frac{L}{r} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{r^2}{L^2} \sin^2 \theta} \right) \right] \quad (5 ; 8)$$

où

- V = volume balayé .
- θ = angle de vilebrequin .
- V_m = volume mort .
- D = alésage .
- r = rayon de manivelle .
- L = longueur de la bielle (fig 35)

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

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{\pi D^2}{4} r \sin \theta \left[1 + \frac{r}{L} + \frac{\cos \theta}{\left(1 - \frac{r^2}{L^2} \sin^2 \theta \right)^{1/2}} \right] \quad (8 ; 9)$$

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

$$\frac{dV}{dt} = \frac{dV}{d\theta} \frac{d\theta}{dt}$$

d'où on écrit :

$$\frac{dV}{dt} = \frac{2\pi}{60} \text{ R P M } \frac{dV}{d\theta}$$

et ayant :

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

on en déduit :

$$\frac{dv}{dt} = \sum_{i=1}^2 \frac{d v_i}{dt} \quad [8 ; 10]$$

PROPRIETES THERMODYNAMIQUE DES CONSTITUANTS

Nous allons considérer en parallèle les propriétés de l'essence (ex: C_7H_{14} , [45]) et celles du biogaz afin de mieux distinguer les différences qui existent dans les calculs 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]

$$U_{\text{air}} = 0,16528T + 5,1979 \cdot 10^{-6}T^2 + 3,9016 \cdot 10^{-9}T^3 - 9,3632 \cdot 10^{-13}T^4 + 6,3156 \cdot 10^{-17}T^5 \quad (\text{BTU} / \text{Lb})$$

$$R_{\text{air}} = 0,0685544 \quad (\text{BTU} / \text{Lb} \cdot ^\circ\text{R})$$

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

[8 ; 11]

où T est exprimé en $^{\circ}\text{R}$.

Remarque :

- BTU : British thermal unit .
- $^{\circ}\text{R}$: degré Rankine .
- Lb : livre anglaise (= 0,4536 kg) .
- L'Enthalpie des corps de référence est prise égale à 0 lorsque T vaut 0°K .

[58]

LE CARBURANT

Enthalpie massique de formation :

L'enthalpie massique de formation à $298,15^{\circ}\text{K}$ est déterminée en considérant la réaction de combustion d'un hydrocarbure $(\text{CH}_m)_n$ avec l'oxygène pour les carburants liquides .

L'enthalpie totale du 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 à 298°K .

$$h_f^{298} = \frac{h_{CO_2} + \frac{n}{2} h_{H_2O} - \left(1 + \frac{m}{4}\right) h_{O_2}}{12 + m} + PCI + QV$$

[8 ; 12]

où :

PCI : Pouvoir calorifique inferieur du combustible à l'état liquide .

QV : Chaleur de vaporisation du liquide .

h_f^{298} : Chaleur de formation à 298 ° k

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

En toute rigueur , la vaporisation a lieu en partie dans la tubulure d'admission et en partie dans le cylindre . ξe 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 $C_n H_{2n}$ NEWHALL et STARKMAN donnent le polynôme suivant :

$$h_s = 3,4765 \cdot 10^{-2} T + 3,6285 \cdot 10^{-4} T^2 - 4,503 \cdot 10^{-8} T^3 - 5,433 \cdot 10^{-12} T^4 + 1,5757 \cdot 10^{-15} T^5$$

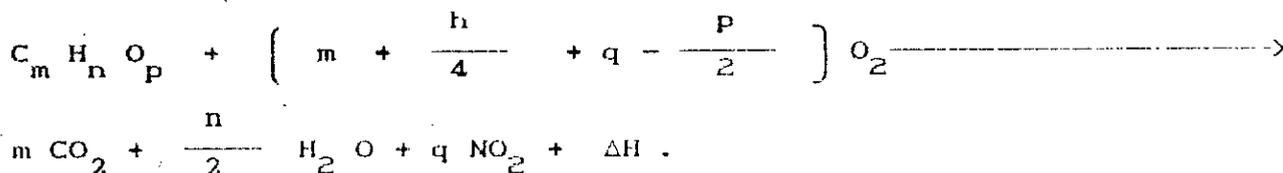
(T en °R et h en BTU / Lb)

Un ajustement au sens des moindres carrés sur les valeurs données par ROSSINI pour l'isooctane ($C_8 H_{18}$) fournit le polynôme cite par B LEDUC :

$$h_s = 0,24 \cdot 10^{-1} T + 0,354 \cdot 10^{-3} T^2 + 0,3995 \cdot 10^{-7} T^3 - 0,3203 \cdot 10^{-10} T^4 + 0,1281 \cdot 10^{-13} T^5$$

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

Etant donné que la composition du biogaz est fluctuante , on considère la réaction de combustion d'un hydrocarbure $C_m H_n O_p N_q$ avec l'oxygène à 298°k . Ce qui nous ramène à 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 .

$$\longrightarrow \frac{m c}{m a} = \frac{F}{RAFST}$$

$$\longrightarrow \frac{m c}{m a} + 1 = \frac{F}{RAFST} + 1 \longrightarrow \frac{m c + m a}{m a} = 1 + \frac{F}{RAFST}$$

$$\longrightarrow W F = 1 + \frac{F}{RAFST}$$

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

CALCUL DE L'ENERGIE INTERNE DU COMBUSTIBLE

L'énergie interne totale du biogaz est calculée en considérant 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 .

et
$$H_c = h_f^{298} + h_s$$

H_c : enthalpie massique du carburant .

H_f^{298} : enthalpie massique de formation à 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 de la sous-routine calculant l'énergie .

On peut alors écrire :

$$U_c = h_f^{298} + h_s - R_c T .$$

et
$$\frac{d U_c}{d T} = \frac{d h_s}{d T} - R_c .$$

et
$$\frac{d h_s}{d T} = h_s (T + 0,5 K) - h_s (T - 0,5 K) .$$

Avec :

$h_s (T + 0,5 K)$ = enthalpie sensible à la température $(T + 0,5 K)$.

$h_s (T - 0,5 K)$ = enthalpie sensible à la température $(T - 0,5 K)$.

(8 ; 13)

On peut écrire :

$$U_c (T + 0,5 K) = h_f^{298} + h_c (T + 0,5 K) - R_c (T + 0,5 K) .$$

$$U_c (T - 0,5 K) = h_f^{298} + h_c (T - 0,5 K) - R_c (T - 0,5 K) .$$

d'où :

$$\begin{aligned} \frac{d U_c}{d T} &= h_f^{298} + h_s (T + 0,5 K) - R_c (T + 0,5 K) . \\ &- h_f^{298} + h_s (T - 0,5 K) - R_c (T - 0,5 K) . \\ &= \frac{d h_s}{d T} - R_c . \end{aligned} \quad [8 ; 14]$$

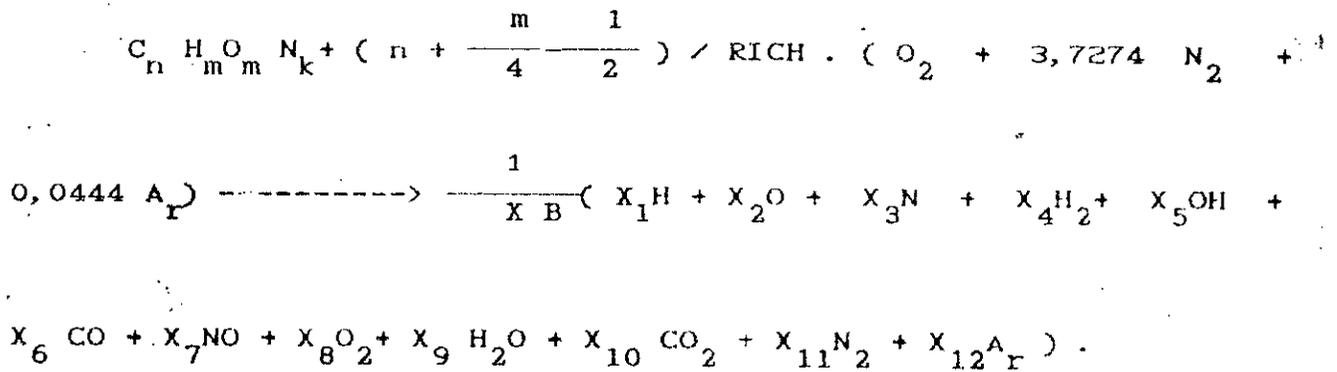
Remarque : Pour la méthode de calcul voir partie programme .

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 Borman [62] dans un programme appelé PER + EQMD qui nous permet de déterminer la composition des gaz brûlés pour n'importe quel hydrocarbure .

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

On écrit l'équation de combustion sous la forme :



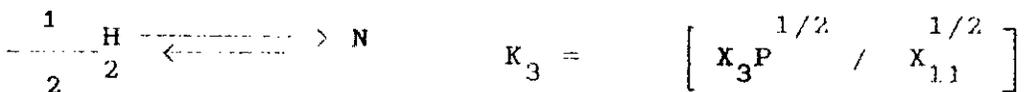
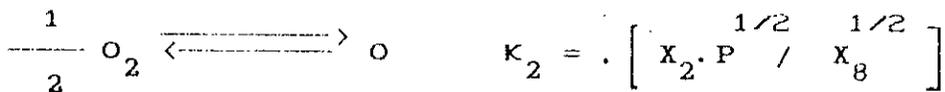
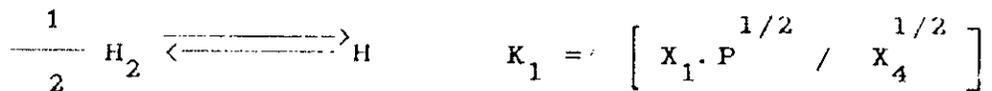
$$[8 ; 15]$$

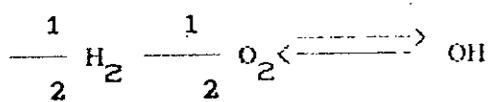
Pour calculer les treize inconnues X_i , on dispose de cinq equations de bilan pour C, H, O, N, A_r , de la relation :

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

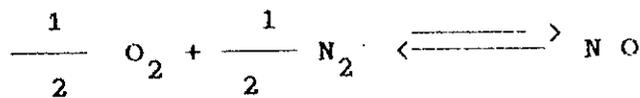
et des sept reactions d'equilibre independantes, avec les constantes d'equilibre associees :

$$[8 ; 16]$$

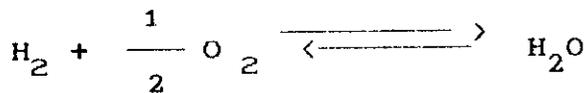




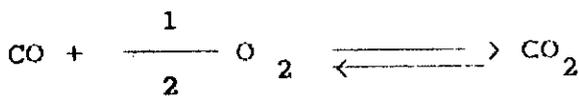
$$K_5 = \left[\frac{X_5}{X_4^{1/2}} \right] X_8^{1/2}$$



$$K_7 = \left[\frac{X_7}{X_8^{1/2} \cdot P^{1/2}} \right]$$



$$K_8 = \left[\frac{X_9}{X_4^{1/2} \cdot X_8^{1/2} \cdot P^{1/2}} \right]$$



$$K_{10} = \left[\frac{X_{10}}{X_6 \cdot X_8^{1/2} \cdot P^{1/2}} \right]$$

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

$$\left[26, 31, 45, 62 \right]$$

$$\text{Log}_{10} K_i = A \ln T + \frac{B}{T} + C + D T + E T^2. \quad \left[8 ; 17 \right]$$

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

Le calcul à l'équilibre, exposé ci dessus, donne des résultats très satisfaisants et très proche de la réalité du processus chimique de formation des produits de combustion, sauf pour les réactions lentes, telles 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 le NO sont calculées par la cinétique.

Ayant ainsi calculé la composition des gaz brûlés, on peut déterminer leur 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 :

$$\begin{aligned} W &= \sum X_i W_i && : \text{masse molaire .} \\ h &= \sum X_i h_i && : \text{enthalpie .} \\ U &= \sum X_i U_i && : \text{energie interne .} \\ R &= \frac{R_0}{W} && : \text{constante massique .} \end{aligned}$$

(8 ; 18)

TRANSFERTS DE MASSE :

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

- 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 - by) . Celles ci sont faibles dans un moteur bien conditionné .

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

L'analyse de ces phénomènes est assez complexe . Elle nécessite la mise en oeuvre 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) [59] , et d'une façon plus détaillée et plus complète par R . S . Benson dans Internal combustion Engines [50] .

L'écoulement du gaz se fait à travers un collecteur (fig 36) , on fera donc appel à la continuité , aux équations de quantité de mouvement , aux équations d'état et d'énergie . L'hypothèse de la quasistationarité est vérifiée .

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 quasistationnaire .

Rappelons que dans la dynamique des gaz la surface minimale " A " à l'écoulement est intéressante . Dans la situation montrée dans la figure n° 37 . Deux possibilités sont évidentes soit $A = A_1$ soit $A = A_2$. La figure n° 38 montre un graphe de $A = f(l/d)$. Il est clair qu'il n'y a pas de raison pour ouvrir la soupape au dessus de $l/d = 1/4$, ainsi la section de passage se trouve limitée par la taille du 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 :

$$\frac{dm_j}{dt} = A \cdot C \cdot \rho_u \left[\frac{C \cdot \gamma}{(\gamma - 1) \cdot (R_u \cdot T_u)} \left[\left(\frac{P_d}{P_u} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{P_d}{P_u} \right)^{\frac{(\gamma + 1)}{\gamma}} \right] \right]^{1/2}$$

$$[45] \quad [8 ; 19]$$

avec $P_u > P_d$

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

A = surface de l'orifice .

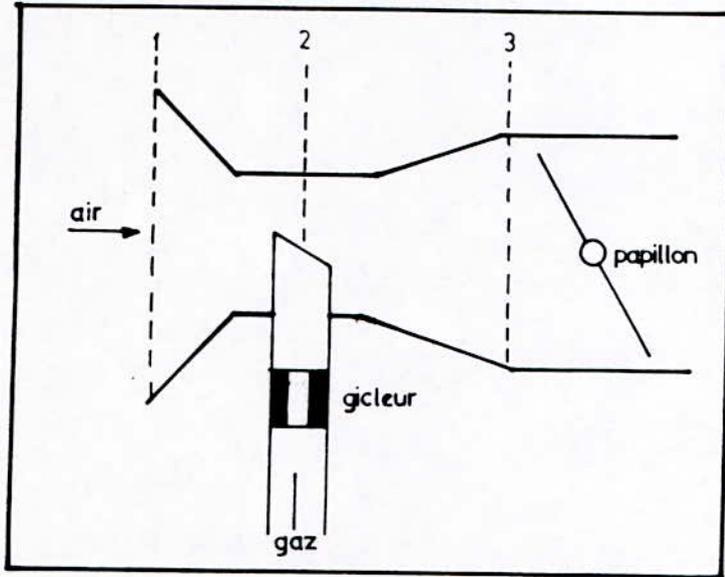
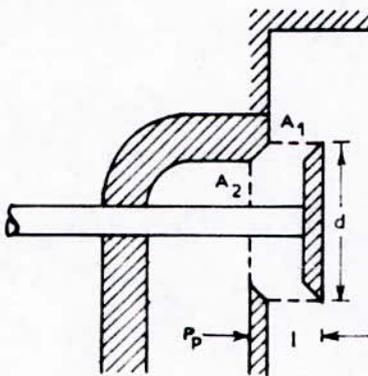


fig 36.



- $A_1 = \pi d l$
- $A_2 = \frac{\pi}{4} d^2$
- R_t
- P_v = pression à la soupape
- P_p = pression à l'aval
- P_c = pression du cylindre
- l = levée de soupape
- d = diamètre de la soupape

fig 37

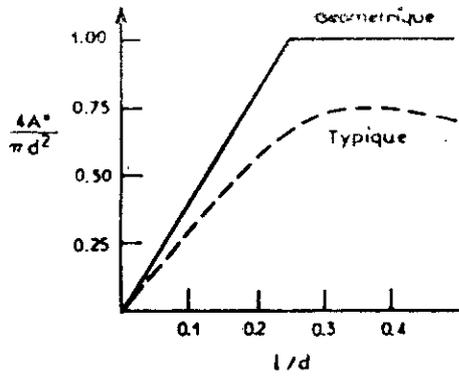


Fig 38

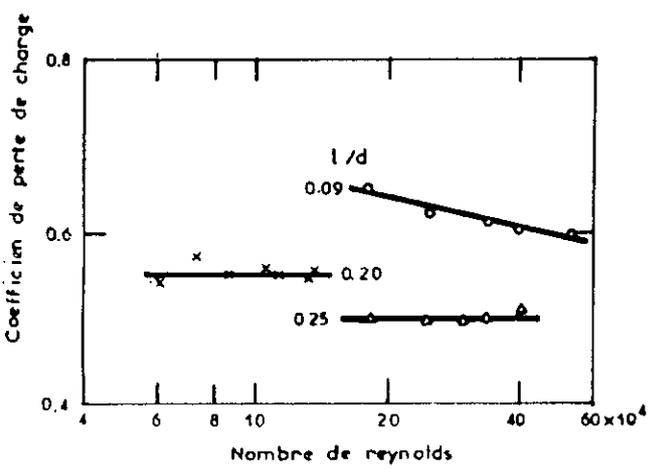
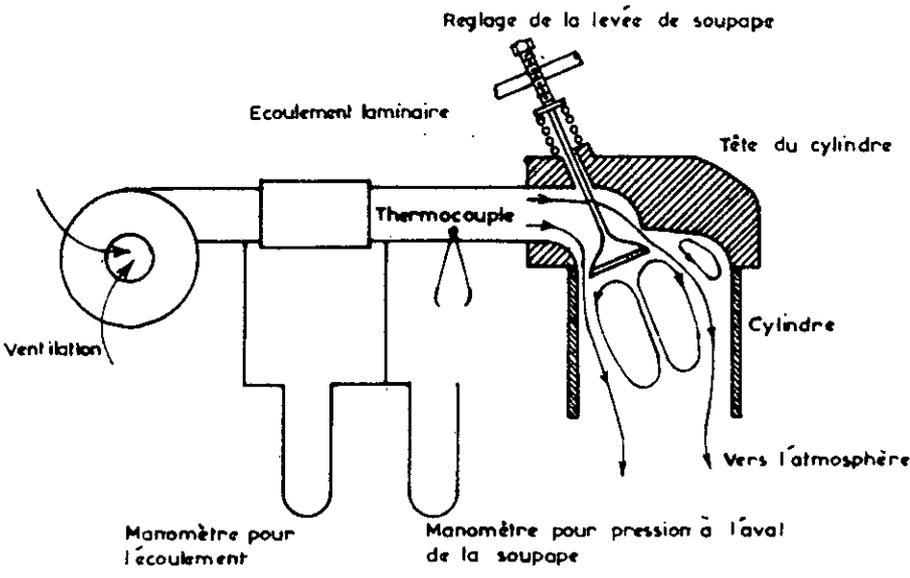


Fig 39

Fig 40

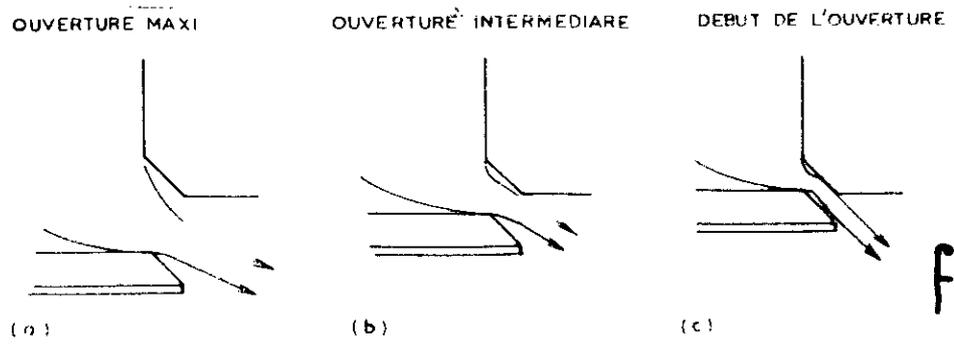


Fig 41

C = coefficient de débit .

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

P_d = pression à l'aval .

γ = rapports des chaleurs spécifique des gaz à pression et volume constants à l'amont .

L'équation suppose l'écoulement isentropique du réservoir à la section de passage A . Pour l'écoulement à l'extérieur du cylindre , les conditions à l'amont se réfèrent aux conditions 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 supposé que la pression au niveau de la section est 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 statique . Cependant pour l'écoulement du cylindre sans choc , on égalise la pression au niveau de la section à la pression statique de la conduite ce qui donne des différences significatives par rapport à la pression d'arrêt .

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 pression et température . Le calcul pratique des fonctions d'état s'effectue par simples dérivation dès 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 convergente divergente (fig n°36) connectée à deux réservoirs ; celui situé à l'amont permet de régler la pression P_0 et la température T_0 à 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 croit si P_1 décroît , jusqu'à ce qu'elle atteigne une valeur extrême P_1' de P_1 et demeure 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 où le piston continue sa descente créant ainsi une dépression augmentant le remplissage du cylindre . [60]

En effet l'étude menée par le professeur M . Giot à l'université catholique de Louvain montre que dans une tuyère convergente 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 recompression . 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 on a un écoulement sonique :

$$\left[\frac{P_d}{P_u} \right]_{\text{crit}} = \left[\frac{\gamma}{(\gamma + 1)} \right]^{\gamma/(\gamma + 1)} \quad [8 ; 20]$$

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 [45] et est également introduit sous forme de table .

Back flow admission

Ceci peut se produire soit au début , soit à la fin de la phase d'admission lorsque la pression dans le cylindre est supérieure à la pression d'admission .

On comptabilise la masse et la composition des gaz du cylindre qui sont transférées dans le conduit d'admission .

Lorsque ces masses sont réadmisées dans le cylindre , leur composition n'est pas variée mais leur température est prise comme égale à celle des gaz du cylindre .

Back flow échappement :

Celui-ci ne se produira qu'en fin d'échappement si la pression dans le cylindre devient inférieure à la pression d'échappement . Dans ces conditions on considère que la masse réintroduite dans le cylindre a conservé la richesse de la dernière tranche échappée et que sa température est identique à celle des gaz du cylindre .

Le phénomène d'écoulement au niveau de la soupape

Une soupape et les annexes qui lui sont associés est dite efficace s'il y a un minimum d'écart entre la section de courant effective du fluide et la section géométrique. Cette efficacité est définie comme le rapport entre la section de courant fluide réelle et la section géométrique.

Le constructeur essaye toujours d'avoir le coefficient de déchargement le plus grand qu'on peut obtenir pratiquement.

Pour les mesures des coefficients on utilise le banc d'essai comme illustré à la figure n° 39. Le taux de flux massique et la chute de pression au niveau des soupapes sont mesurées avec différentes levées de soupape. L'équation est résolue pour la section de courant A et les résultats sont tracés comme des valeurs de section A ou comme un coefficient de perte de charge.

La figure n° 40 montre quelques résultats obtenus sur le banc d'essai.

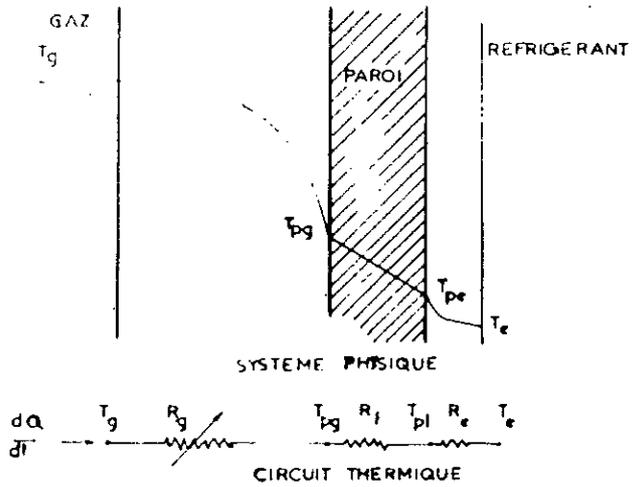
Le coefficient de perte de charge diminue avec l'augmentation de la levée et dépend du nombre de Reynolds des courants seulement aux petites levées. La dépendance du nombre de Reynolds peut être comprise par les modèles de courant de la figure n° 41.

Pour une grande levée, l'inertie du fluide empêche l'écoulement de suivre le chemin matériel (section géométrique) et provoque ainsi le détachement de l'écoulement pour former un jet libre [41 a].

La section d'écoulement du jet est plus ou moins indépendante de la viscosité, et le coefficient de perte de charge sera ainsi indépendant du nombre de Reynolds.

L'écoulement du jet à partir de la soupape entraîne le fluide du milieu ambiant et établit des zones de recirculation comme détectées à la figure n° 39. La pression dans ces zones diminue et le jet augmente en réponse. Pour une levée intermédiaire le jet se rattache au siège de la soupape [41 b].

Pour les petites levées les points de rattachement autour de



- T_g = température instantanée des gaz
- T_{pg} = température paroi côté gaz
- T_{pe} = température paroi côté eau
- T_e = température eau

Fig42

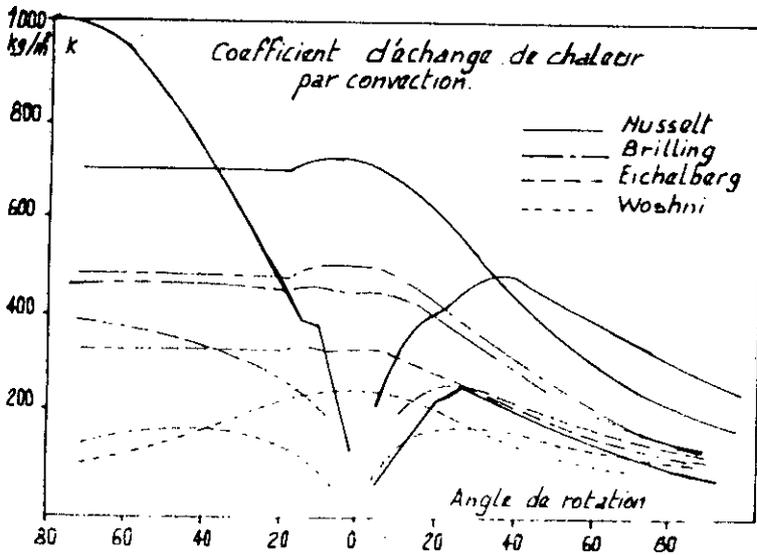


Fig43

coin se rapprochent où l'écoulement essaie de tourner $\left(41^\circ \right)$.

En conclut que si le jet est rattaché, alors le coefficient de perte de charge diminue légèrement avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

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 commandé ou à allumage par compression. Les coefficients d'échange, au moins ceux relatifs à la convection, possèdent un lien déduit de la similitude $\left[\text{fig n}^\circ 42 \right]$. 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 :

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

Où

- ΔU : variation de l'énergie interne
- ΔE : variation de l'énergie cinétique
- ΔW : 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 sa forme la plus générale s'écrit :

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

Où : h_c, h_g, h_f coefficients de transfert de chaleur
 et T_p, T_g, T_f températures de paroi, des gaz et de la flamme.

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.

Une tentative a été faite pour établir les coefficients d'échange de chaleur pour chacune des phases énumérées en les ajustant aux points de raccordement des phases. Cependant, jusqu'ici prévaut l'habitude d'utiliser les coefficients d'échange établis sur l'ensemble du cycle pour évaluer les flux de chaleur instantanés. Ce qui conduit parfois, lors de l'application de ces formules à un moteur bien défini, à des valeurs maximales instantanées qui varient du simple au double tout en fournissant des valeurs sensiblement les mêmes pour l'ensemble du cycle.

La figure n° 43 montre la variation du coefficient d'échange thermique en fonction de l'angle de rotation pour différents auteurs.

Les formules doivent être utilisables aussi bien en présence qu'en absence de combustion. L'absence de combustion supprime la source de chaleur interne, la turbulence du fluide induite par la flamme et le rayonnement de cette dernière.

Du côté de l'aérodynamique interne, les chambres de combustion, dépourvues d'enceintes séparées (chambre dans le piston, chambre de turbulence), permettent de négliger au

voisinage du point mort les variations de l'énergie cinétique du fluide moteur, induites par le déplacement du piston. L'équation du premier principe prend alors la forme :

$$\Delta U + \Delta W = h_c \cdot S \cdot (T_p - T_g) + h_g \cdot S \cdot \left[\left(\frac{T_p}{1000} \right)^4 - \left(\frac{T_g}{1000} \right)^4 \right]$$

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

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

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

S = surface de la paroi considérée.

T_{gaz} = température instantanée des gaz.

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

Calcul du coefficient de transfert :

On a retenu pour le calcul de h^* la formule de Woshni qui concorde de façon satisfaisante avec l'expérience : [23]

$$h^* = 110 \cdot D^{-0,2} \cdot p^{0,8} \cdot T^{-0,8} \left[C_1 \cdot v_m \cdot p + C_2 \cdot \frac{v_t \cdot T_1}{P_1 \cdot V_1} (p - p_0) \right]^{0,8}$$

[8 ; 21]

où h^* : coefficient de transfert [Kcal / m² h K]

D : alésage [m]

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

V_t : volume total au point mort bas [m³]

T_1, P_1, V_1 : paramètres d'état du gaz à un instant de la phase de compression .

P_0 : pression instantanée sans combustion [Kg/cm]³

Les coefficients C_1 et C_2 valent respectivement :

$$C_1 = \begin{cases} 6,28 & \text{en phase d'admission et d'échappement .} \\ 2,8 & \text{pendant le reste du cycle .} \end{cases}$$

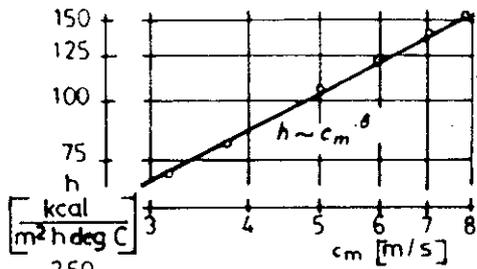
$$C_2 = \begin{cases} 0 & \text{en phase d'admission , d'échappement et de compression .} \\ 3,24 & \text{en phase de combustion et de détente .} \end{cases}$$

Les figures 44 a , b , c , d , e illustrent les relations qui existent entre les différents facteurs comme la température , la pression , la vitesse moyenne du piston etc

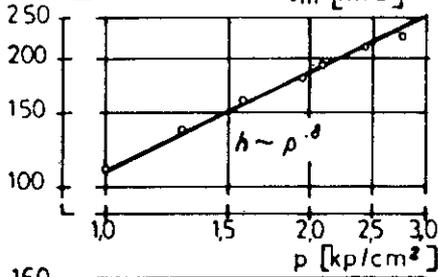
Calcul des surfaces :

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

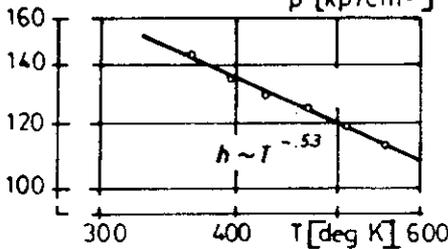
- soupape d'admission .
- soupape d'échappement .
- piston .
- chemise .
- culasse .



(a)

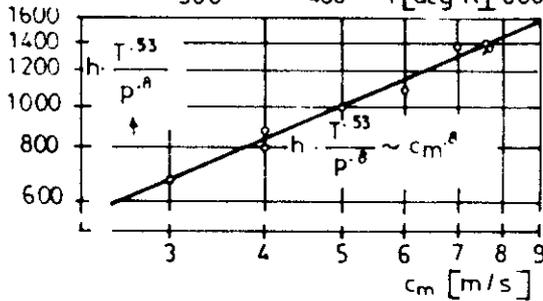


(b)

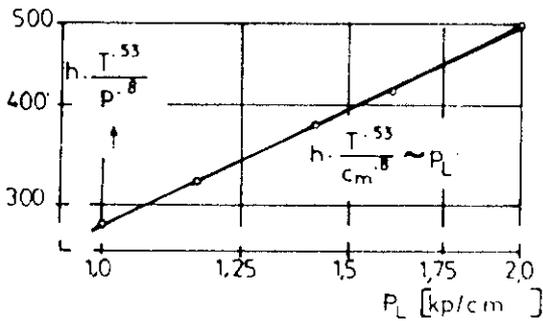


(c)

Fig 44 a.b.c



(d)



(e)

Fig 44 d.e

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

Krieger [24] a montré que cette hypothèse est importante à faible charge . Les soupapes d'admission et d'échappement sont baignées proportionnelement au volume des gaz brûlés .

Loi de dégagement de l'énergie :

Pour compléter le système d'équations , on est amené à considérer la loi de dégagement de l'énergie , c.a.d une relation liant la masse brûlée M_b et le temps " t " ou l'angle de rotation du vilebrequin . Cette relation dépend des paramètres moteurs , on peut écrire :

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

$$\frac{d M_b}{d t} = f' (t , \dots \dots \dots) .$$

Pour plus de détails voir chapitre " loi de dégagement d'énergie "

RESOLUTION DU SYSTEME D'EQUATIONS :

Les équations de base présentées dans ce chapitre peuvent se résumer en un système à sept équations ; chacune d'elles pouvant se mettre sous la forme suivante :

$$\frac{d \vec{\psi}}{d t} = \vec{g} (t , B)$$

où " t " représente le temps

et B représente différentes quantités fonction des variables d'état .

Le système est résolu par la méthode Predictor - Corrector [61] .

A partir des conditions initiales en un point du cycle , le calcul fournit l'évolution des paramètres indépendants pendant un cycle , c . a . d deux tours moteur , soit 720° degrés du vilebrequin

A ce moment on vérifie la condition de périodicité :

$$\vec{\psi} (t) = \vec{\psi} (t + 720^\circ) . \quad [8 ; 22]$$

Si cette égalité n'est pas satisfaite avec la précision imposée , on recommence le processus d'itération .

A chaque événement du cycle , il faut réinitialiser de nouvelles variables pour poursuivre le calcul .

BILANS :

Lorsque la précision est atteinte , on obtient alors la solution du système d'équations et on peut appliquer le premier principe au cycle entier :

$$\Delta U = \Delta W + \Delta Q + \Delta H = 0$$

avec : $W = \int p dV$: travail des forces de pression .

$$Q = \int \frac{d Q}{d t} d t : \text{chaleur transmise aux parois .}$$

$$[8 ; 23]$$

ΔH : variation d'enthalpie par transfert de masse
On peut alors accéder aux éléments indiqués : pression moyenne, travail, consommation spécifique. Pour la suite, en considérant les différentes pertes au niveau du moteur et de l'embellage, on peut accéder aux éléments effectifs.

L'expression du premier principe permet de connaître la repartition de l'énergie introduite.

La quantité des gaz résiduels est déterminée, en faisant la différences entre la masse des gaz présents avant la combustion et la masse des gaz brûlés sortant après combustion.

CHAPITRE 9

MODELISATION DE LA LOI DE DEGAGEMENT D'ENERGIE

MODELISATION DE LA LOI DE DEGAGEMENT D'ENERGIE

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 .

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 diagramme de pression relevé expérimentalement à l'aide du banc d'essai (fig n° 45) , 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 servira des hypothèses formulées pour le programme de simulation . Le programme d'analyse par l'intermédiaire des données fournies directement à l'ordinateur , calcule la fraction brûlée à partir du diagramme 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 brûlée X :

$$X = \frac{M_b}{M} \quad \text{ce qui donne } M_b \quad (9 : 1)$$

M_b : masse de gaz brûlés .

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

$$Y = \frac{1}{M} \frac{d(M b)}{d t} \quad (9, 2)$$

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

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

La figure n° 46 montre sur un exemple de relevé la définition de CA 50 .

La courbe de vitesse de dégagement d'énergie est caractérisée par la hauteur du maximum qu'on appelle H L C [1 / dv] .

La figure n° 47 montre sur un autre exemple de relevé la définition de H . L . C .

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

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

Présentation de quelques modèles de dégagement d'énergie

$$\underline{1} \quad \frac{1}{M} \frac{d(M b)}{d t} = \text{cte} \quad [45]$$

$$\underline{2} \quad \frac{1}{M} \frac{d(M b)}{d t} = \frac{2}{t_c} \left(1 - \frac{t}{t_c} \right) \quad \text{avec } t_c = \text{durée de combustion .}$$

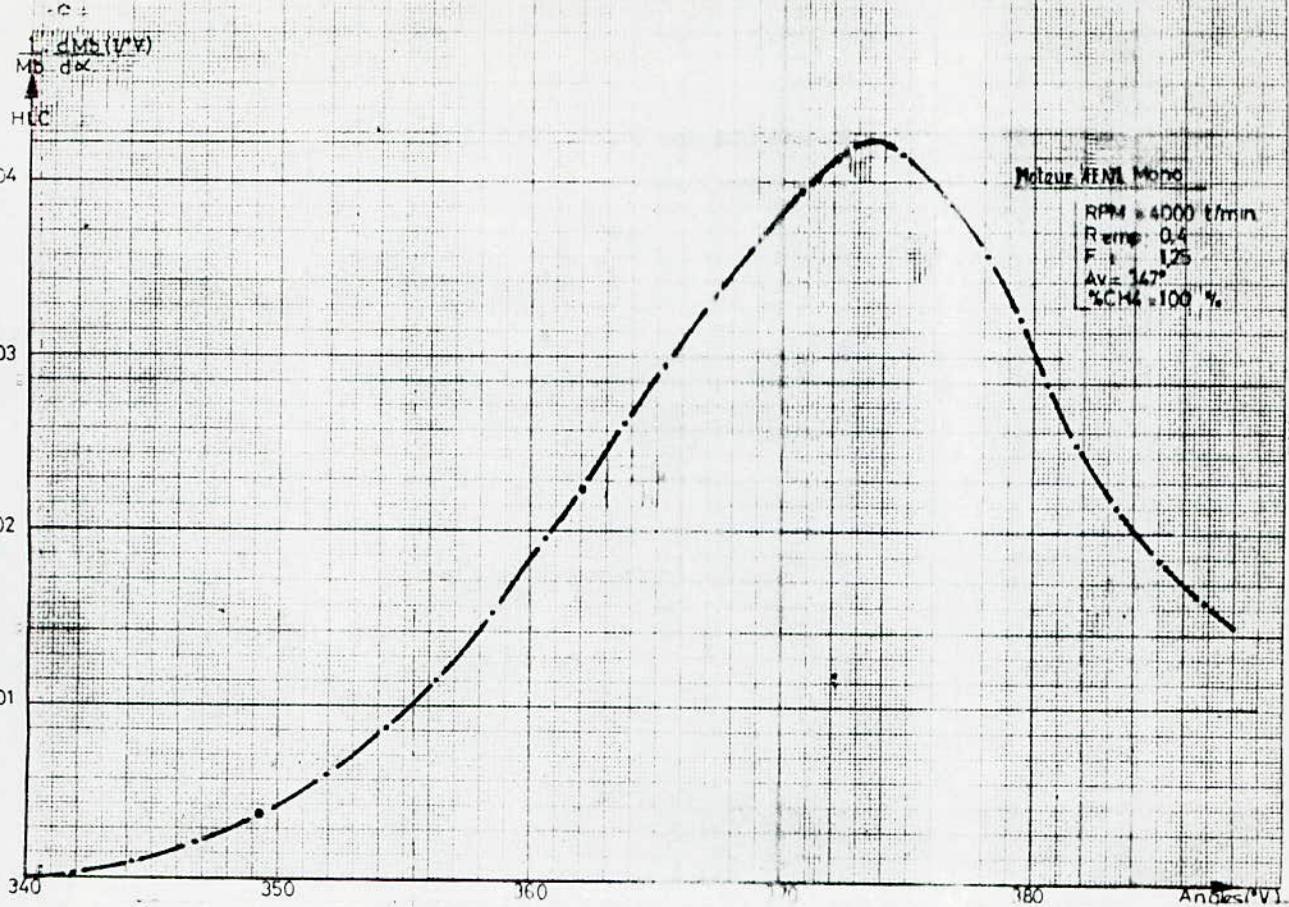
[45]

$$\underline{3} \quad \frac{1}{M} \frac{d(M b)}{d t} = \frac{2}{t_p} \left(\frac{t}{t_p} \right) \exp \left[- \frac{2}{3} \left(\frac{t}{t_p} \right)^3 \right]$$

avec $t_p = \text{temps du maxi de } d p / d t$ [45]

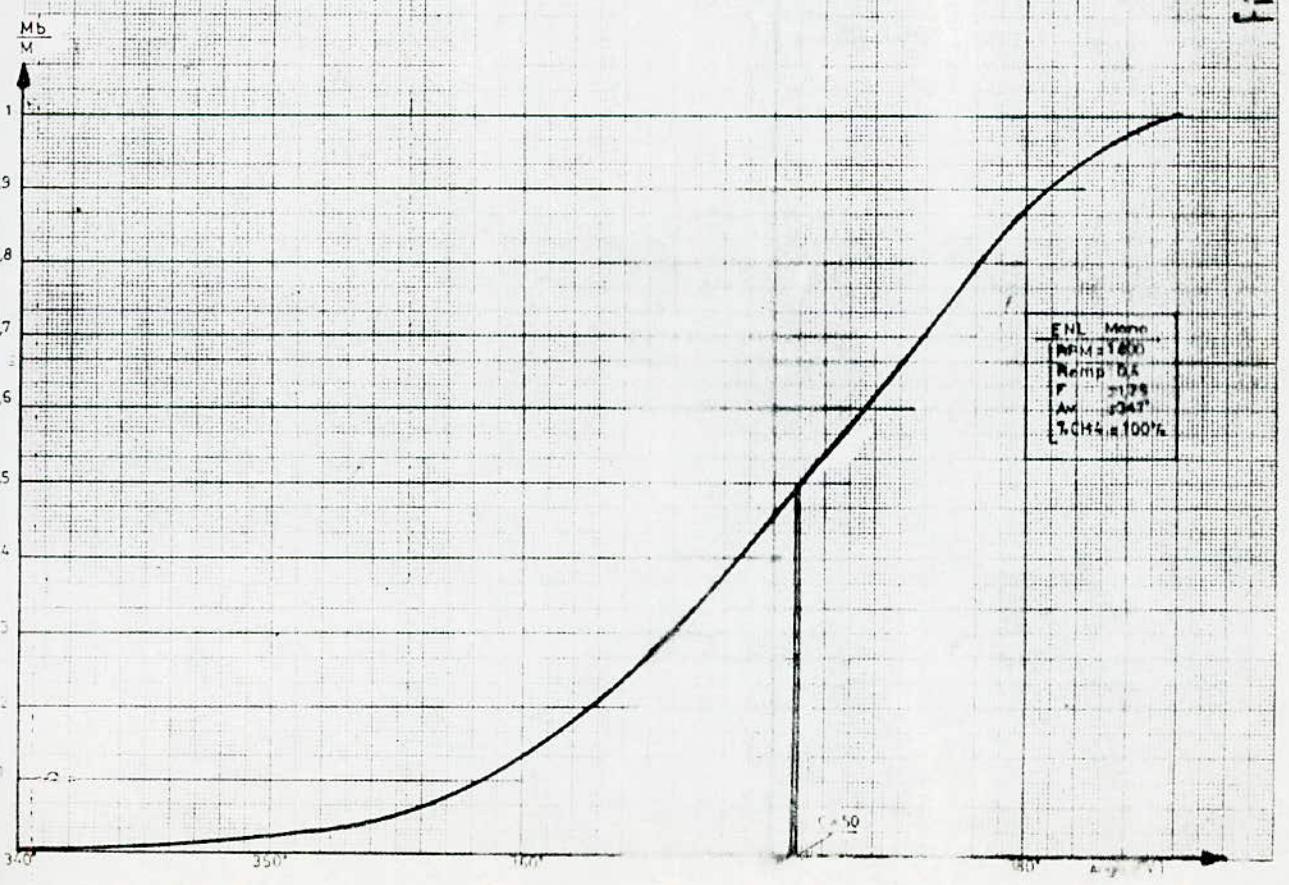
EVOLUTION DE LA VITESSE DE DEGAGEMENT ET L'ENERGIE DEF de HLC

Fig 47



EVOLUTION DE LA FRACTION BRULEE DEFINITION DE CA50

Fig 46



$$\frac{1}{M} \frac{d(M b)}{d t} = f (\sin t \text{ ou } \cos t) \quad [45]$$

5 Modèle de Watson

$$X = f \left[1 - \left(1 - t^{A_1} \right)^{B_1} \right] + (1 - f) \left[1 - e^{-A_1 \cdot t \cdot B_2} \right] \quad [56]$$

6 Modèle Ahmed

$$X = f \left[1 - e^{-A_1 \cdot t \cdot B_1} \right] + (1 - f) \left[1 - e^{-A_2 \cdot t \cdot B_2} \right]$$

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

[56]

7 Modèle Arrhenius

$$\frac{d Y}{d t} = - Y B^n \exp \left(- E / R.T \right)$$

avec : Y = fraction massique
 n = ordre de la réaction

[46]

La comparaison de ces différents lois avec les diagramme des fractions massiques de combustion montre que seule 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 .

I forme (modèle de WIEBE) .

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

- la fonction f s'annule à un instant donné
- La fonction f est tangente à l'axe des temps au même instant .
- La fonction f est asymptotique à 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 de la figure n° 48 répondent exactement aux conditions citées pour la loi de combustion $X = f(t)$ et dX / dt .

$$X = C_4 \cdot \left[1 - \frac{1}{\exp \left[C_2 \cdot Y^{C_1 + 1} \right]} \right] \quad (9 ; 3)$$

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 fraction brûlée

La vitesse de dégagement d'énergie est obtenue en dérivant par rapport à Y l'expression de X .

$$\frac{dX}{dY} = C_4 \cdot C_2 \cdot (C_1 + 1) \cdot Y^{C_1} \cdot \exp \left[- C_2 \cdot Y^{(C_1 + 1)} \right] \quad (9 ; 4)$$

Pour obtenir la vitesse en terme de fraction d'énergie dégagée par degré de vilebrequin (CA) on introduit le facteur d'échelle :

$$C_3 = \frac{d Y}{d CA}$$

L'expression devient alors :

$$\frac{d X}{d CA} = C_3 \cdot C_4 \cdot C_2 (C_1 + 1) Y^{C_1} \exp \left[- C_2 Y^{C_1 + 1} \right]$$

Pour utiliser cette relation, il faut au préalable transformer les abscisses adimensionnelles Y en abscisse exprimées en degré de villebrequin.

En revenant à l'expression de X on définit l'abscisse adimensionnelle Y_{50} du point de 50 % brûlé. On a :

$$0,50 = C_4 \left[1 - \frac{1}{\exp \left(C_2 Y_{50}^{C_1 + 1} \right)} \right]$$

d'où :

$$Y_{50} = \left[\frac{1}{C_2} \cdot \text{Log} \left(1 - \frac{0,5}{C_4} \right) \right]^{1 / (C_1 + 1)}$$

(9 ; 5)

On peut alors écrire :

$$Y = C_3 \cdot (CA - CA_{50}) + Y_{50}$$

(9 ; 6)

Il faudrait trouver des corrélations expérimentales entre les paramètres C_1 , C_2 , C_3 , C_4 et les paramètres de fonctionnement du moteur (avance, richesse, remplissage, régime, gaz résiduels). Un ajustement au sens des moindres carrés d'une loi de "WIEBE" sur toute les lois anamorphosées fournit pour une chambre cylindrique [45] .

$$\begin{aligned} C_1 &= 2,53 \\ C_2 &= 1 \\ C_3 &= 0,0299 \\ C_4 &= 0,966 \end{aligned}$$

Cet ajustement est fourni par B Leduc , et est tiré d'un programme dont le nom de code est Gaushau , développé à l'université de 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 valeurs expérimentales a été réalisé par un logiciels dont le nom de code est GRAPH et qui donne les valeurs suivantes :

$$\begin{aligned} C_1 &= 2,54 \\ C_2 &= 1 \\ C_3 &= 0,0289 \\ C_4 &= 0,9599 \end{aligned}$$

Il s'avère maintenant que deux éléments sont nécessaires à 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 villebrequin au point 50 % brûlé .

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 :

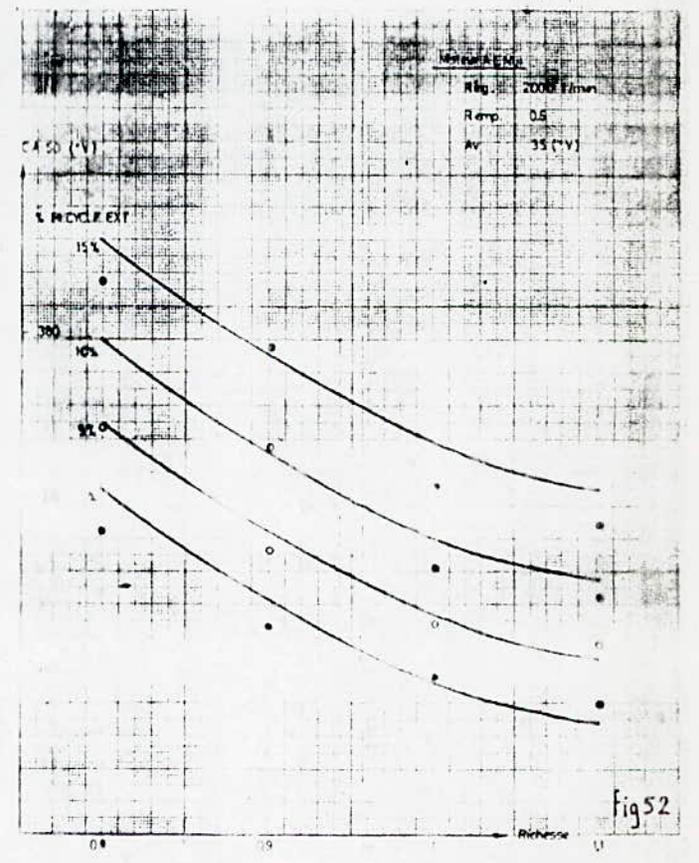
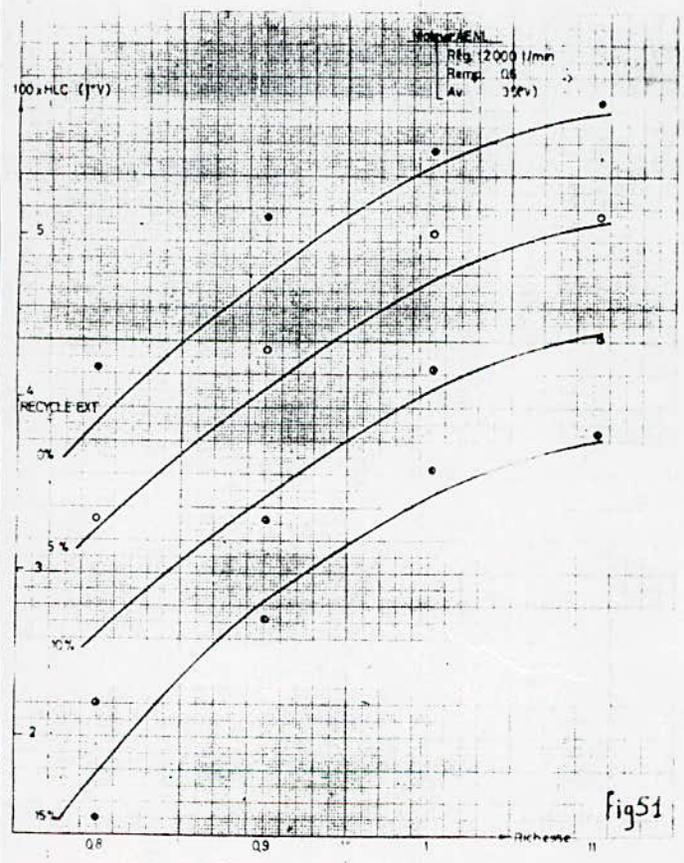
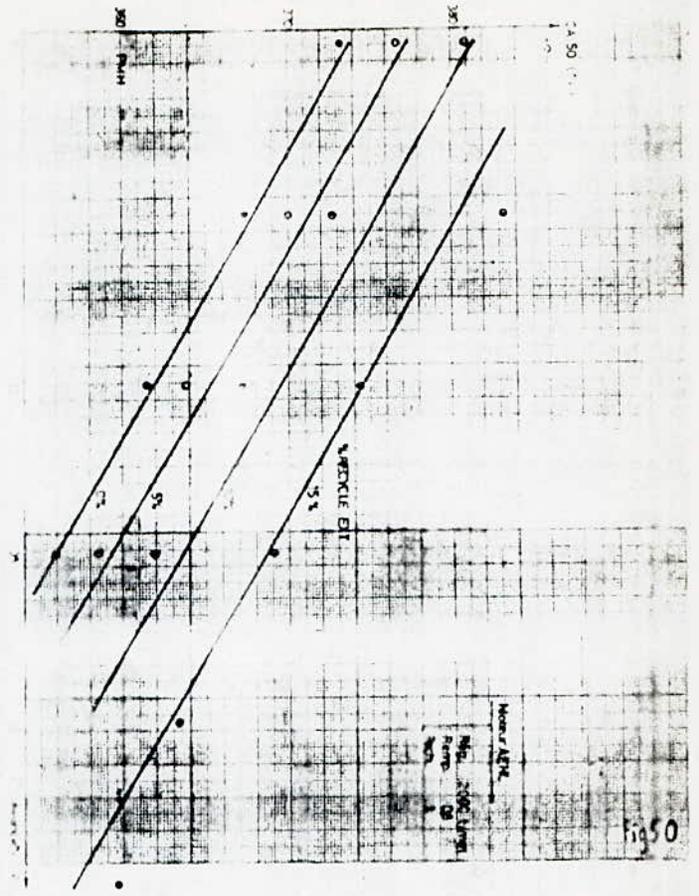
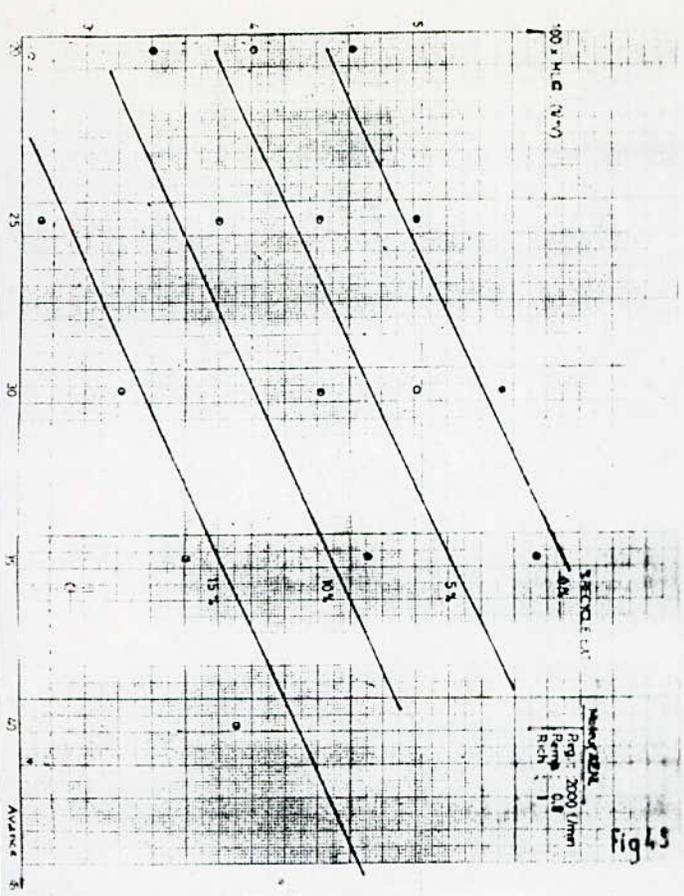
$$C_{3S} = C_3 \cdot \frac{H L C S}{0,04}$$

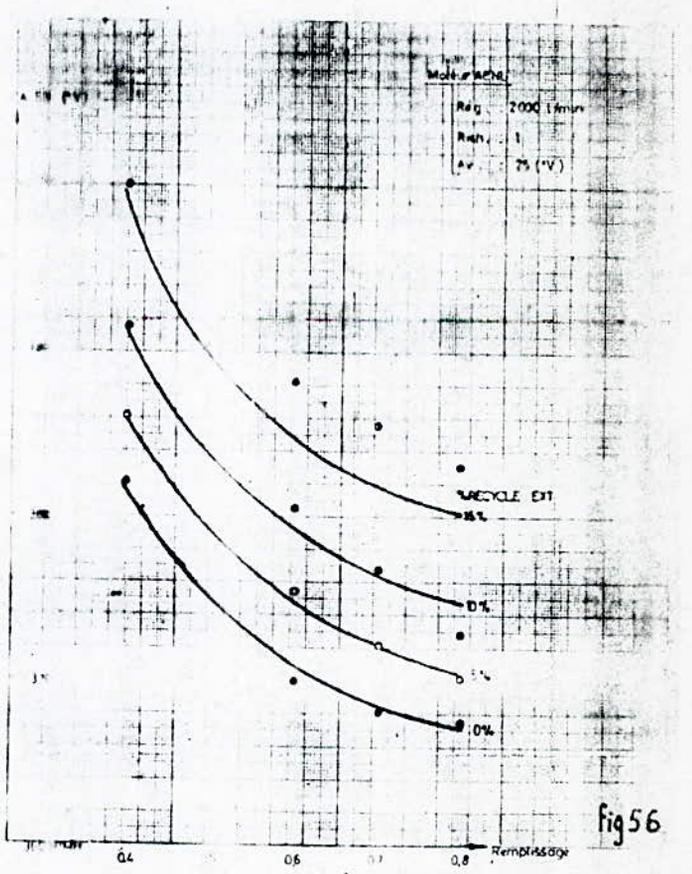
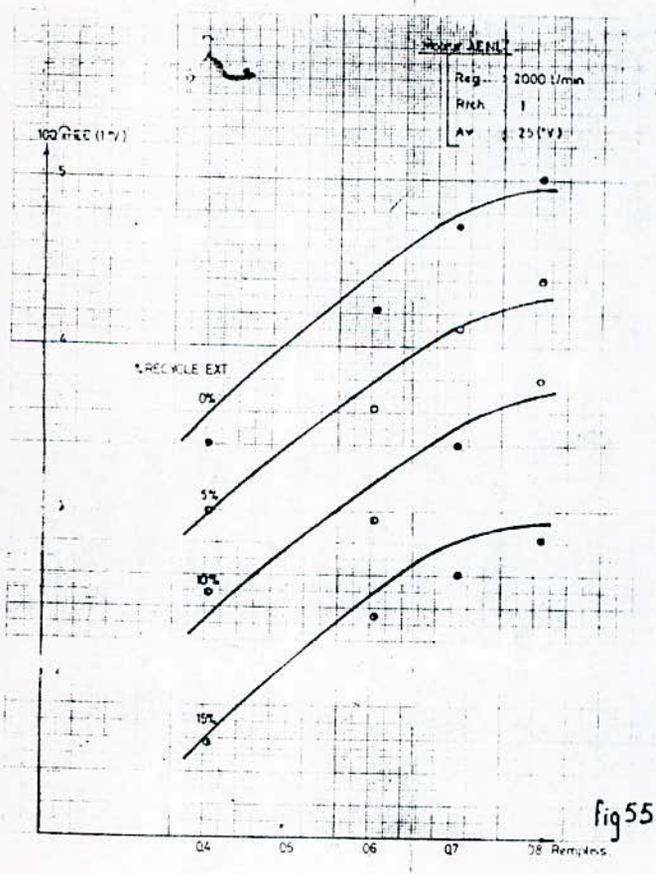
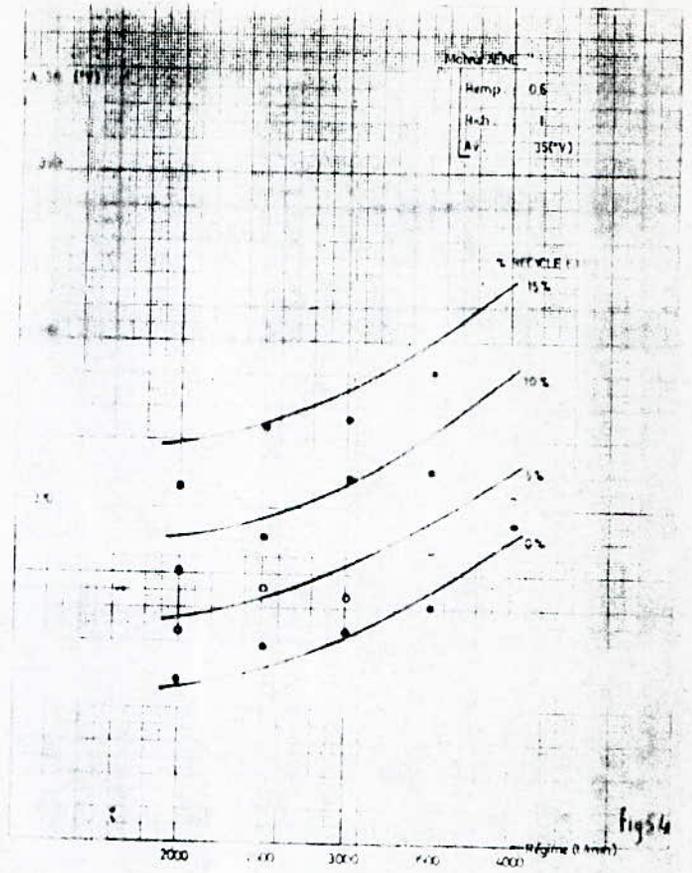
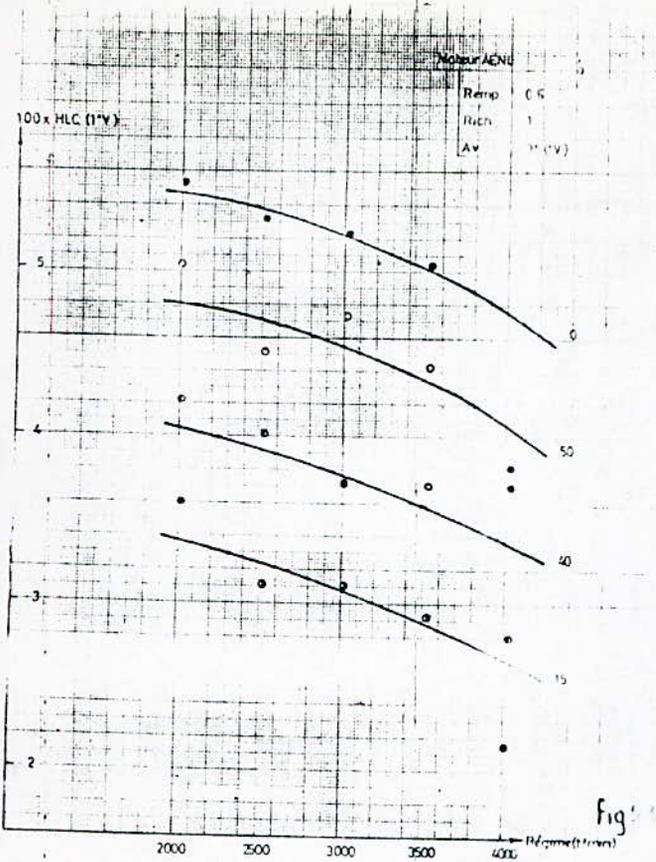
Ce qui donne :

$$Y = C_{3S} \cdot (CA - CA_{50S}) + Y_{50} \quad \text{et :}$$

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

(9 ; 7)





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 paramètres sur H L C et CA50.

Les paramètres utilisés sont :

- l'avance
- la richesse
- le régime
- les gaz résiduels

1 Influence de l'avance à l'allumage : (fig n° 49 ; 50)

On remarque que la variation de H L C et CA50 avec l'avance est linéaire ce qui donne :

$$\begin{aligned} \text{H L C} &= A \cdot A_v \\ \text{CA50} &= A' \cdot A_v \end{aligned} \quad (9 ; 8)$$

2 Influence de la richesse : (fig 51 ; 52)

Les courbes donnant H L C (RICH) et CA50 (RICH) suggèrent une fonction du deuxième degré de la forme :

$$\begin{aligned} \text{H L C} &= R \cdot (\text{RICH}) + R1 \cdot (\text{RICH})^2 \\ \text{CA50} &= R' \cdot (\text{RICH}) + R1' \cdot (\text{RICH})^2 \end{aligned} \quad (9 ; 9)$$

3 Influence du régime : (fig 53 ; 54)

Le modèle observé ici sur les courbes donnant H L C (RPM) et CA50 (RPM) est :

$$\begin{aligned} \text{H L C} &= Re \cdot (\text{RPM}) + Re1 \cdot (\text{RPM})^2 \\ \text{CA50} &= Re' \cdot (\text{RPM}) + Re1' \cdot (\text{RPM})^2 \end{aligned} \quad (9 ; 10)$$

4 Influence du remplissage : (fig 55 ; 56)

L'influence du remplissage illustrée dans ces deux figures proposent les lois suivantes :

$$\begin{aligned} \text{H L C} &= R_m (\text{TAUX}) + R_{m1} (\text{TAUX})^2 \\ \text{CA50} &= R_{m'} (\text{TAUX}) + R_{m1'} (\text{TAUX})^2 \end{aligned} \quad (9 ; 11)$$

5 Influence des gaz résiduels : (fig 57 ; 58)

Les gaz résiduels sont composés des gaz d'échappement recyclés et des gaz résiduels internes. L'hypothèse que leurs compositions soient identiques par un très grand nombre de chercheurs et qui reste aussi valable pour notre cas. [31] [46] [63]

Le pourcentage de gaz résiduels est défini comme suit :

$$\% \text{ Gaz résiduels total} = \frac{\text{masse totale de gaz résiduels}}{\text{masse totale enfermée}} \cdot 100$$

$$\begin{aligned} \text{H L C} &= \text{GR} \cdot (\% \text{ gaz résiduel total}) \\ \text{CA50} &= \text{GR}' \cdot (\% \text{ gaz résiduel total}) + \text{GR1}' \cdot (\% \text{ gaz résiduel total})^2 \end{aligned} \quad (9 ; 12)$$

Remarque: Ces résultats comparés avec ceux de B Leduc " expériences opérées sur un moteur R16 mono " révèlent une nette concordance quant aux formes des courbes. Des différences restent sur les valeurs dues aux différentes conditions des expériences. Ceci a permis d'utiliser les résultats expérimentaux sur les gaz résiduels de B. Leduc [45] avec un ajustement sur les valeurs à mettre en oeuvre pour arriver à un modèle de H L C et CA50 le plus complet possible :

1 MODELE DE HAUTEUR H L C :

$$\begin{aligned} 10^{-3} \cdot \text{H L C} &= - 149,35 + 0,8769 (A_v) + 47,652 (\text{TAUX}) - 73,8 \\ &\quad (\text{TAUX})^2 + 6,899 (\text{RPM } 10^{-3}) - 2,401 (\text{RPM } 10^{-3})^2 \\ &\quad + 288,736 (\text{RICH}) - 113 (\text{RICH})^2 - 159,89 (\text{gaz} \\ &\quad \text{résiduels}) \end{aligned} \quad (9 ; 13)$$

2 MODELE DE POSITION CA50

$$\begin{aligned}
 \text{CA50} = & 560,87 - 1,170 (A_v) - 130,99 (\text{TAUX}) + 94,5 (\text{TAUX})^2 + \\
 & 0,259 (\text{RPM } 10^{-3}) + 0,85 (\text{RPM } 10^{-3})^2 - 218,5 (\text{RICH}) + \\
 & 92 (\text{RICH})^2 + 51,48 (\text{gaz résiduel}) + 190 (\text{gaz résiduel}) \\
 & \quad \quad \quad (9 ; 14)
 \end{aligned}$$

3 MODELE DE FORME

$$\begin{aligned}
 X &= 0,966 + \exp(-Y^{3,53}) \\
 \frac{dX}{dCA} &= 0,102 Y^{2,53} \exp(-Y^{3,53}) \\
 & \quad \quad \quad (9^{\circ}; 15)
 \end{aligned}$$

Dans le programme de simulation les paramètres C_1 , C_2 , C_3 et C_4 ne sont pas introduit définitivement.

En résumé le modèle de combustion est complètement défini par les trois caractéristiques :

- 1/ La position dans le cycle de la vitesse de dégagement d'énergie repéré par l'angle auquel 50 % de l'énergie a été libéré CA50 en fonction des paramètres moteurs.
- 2/ La vitesse maximale de dégagement d'énergie " HLC " en fonction des paramètres moteurs.
- 3/ La forme de la courbe défini par une expression analytique de vitesse de dégagement d'énergie.

II Modèle d'un front de flamme sphérique.

Pour parer à l'handicap du modèle de WIEBE, à savoir l'impossibilité d'explicitier l'influence de la géométrie de la chambre de combustion, on va prendre en considération la propagation de la flamme.

La combustion sera terminée quand la flamme aura balayé toute la chambre.

L'expérience sur moteur et l'introduction d'un programme d'analyse nous renseignent sur le taux de masse brûlée en fonction

du temps . L'usage de ses renseignements avec l'équation de continuité révèlent la vitesse de propagation de la flamme .

Rappelons que la chambre contient un mélange hétérogène de produit brûlés et imbrûlés . Pour le calcul on doit diviser la chambre en zones homogènes .

Lavoie et Al et Blumberg [] ont proposé une chambre à plusieurs zones avec une température uniforme pour chaque zone , ce qui donne une distribution variable de la température dans la chambre de combustion . Actuellement des chercheurs essaient de subdiviser la chambre de combustion en usant de la méthode des éléments finis .

Seulement beaucoup de problème restent à résoudre à savoir : le nombre de zones à considérer , la composition chimique de chaque zone , le transfert de chaleur et de masse entre les zones , la vitesse de combustion , l'intensité de turbulence en chaque point , etc

La division de la chambre en deux zones distinctes et homogènes , gaz frais et gaz brûlés séparés par un front de flamme , permet d'écrire la relation de continuité à travers le front de flamme entre les deux zones :

$$\frac{d M_b}{d t} = \rho_u \cdot V_b \cdot S_b \quad (9 ; 16)$$

Où :

ρ_u : masse volumique des gaz brûlés

V_b : vitesse de front de flamme relative aux gaz frais

S_b : surface du front de flamme

et :

$$\rho_u = \frac{P_u}{R_u \cdot T_u} \quad (9 ; 17)$$

Calcul de la surface du front de flamme

Pratiquement le front de flamme est turbulent , malheureusement il n'y a pas de modèle claire pour décrire une flamme turbulente . S_b est alors très difficile à évaluer : la propagation est loin d'être sphérique (c-a-d la propagation a la même vitesse dans tous les sens) , et dépend fort du mouvement des gaz dans la chambre .

On suppose alors un front de flamme qui se propage selon une sphère centrée sur la bougie d'allumage. Cette approximation permet de garder tous les calculs dans un domaine uni-dimensionnel en considérant la distance " r " à la bougie d'allumage. Elle nous permet aussi d'exprimer aisément la surface du front de flamme S_b en fonction du taux de masse brûlé et de l'angle de rotation du vilebrequin. Si la forme de la chambre de combustion est complexe, il faut l'idéaliser et paramétrer l'interaction du front de flamme avec la surface de la chambre. Si on suppose que la propagation n'est pas sphérique, il faut passer en bidimensionnel, voir en tridimensionnel où on se heurte alors à d'autres problèmes en particulierisant les différents points du front de flamme et en faisant un calcul distinct pour chaque point.

Le rayon pour la zone des gaz brûlés est donné par :

$$r = \frac{s}{360} \frac{V \cdot \Delta \theta}{\text{RPM}} \quad [\text{m}] \quad (9 ; 18)$$

Selon le modèle de propagation choisi on calcule la surface du front de flamme.

F. Fisson et O. Henze [30] ont choisi une surface cylindrique d'axe parallèle à l'axe du cylindre, initiée à une distance " e " de l'axe du cylindre.

C'est une méthode relativement acceptable, mais qui ne donne pas de bons résultats, le cas d'une flamme plane parallèle à l'axe du cylindre ou à sa face latérale conduit à des résultats physiquement inacceptable. On préfère alors un modèle plus réaliste d'une flamme sphérique centrée sur la bougie d'allumage (voir fig n° 59 ; 60 ; 61).

La surface du front de flamme a été tabulée en fonction de θ et introduit dans le programme de simulation sous forme de tableau.

Le modèle géométrique du front de flamme

Le modèle géométrique est développé pour déterminer la surface du front de flamme, le transfert de chaleur, le volume des gaz brûlés en fonction du rayon de front de flamme, de l'angle de rotation du vilebrequin et de la forme de la chambre de combustion. Le modèle se base sur la position de la flamme sphérique.

Les observations expérimentales actuelles [53] montre bien, une forme approximativement sphérique, de la flamme.

La méthode de calcul développé a été décrite par Annand [51] pour

une chambre à disque . Les équations sont dérivées pour obtenir la surface plane de la flamme , la longueur de la flamme et la longueur de la surface de contact avec les parois . L'intégration de ces équations donne le volume et les surfaces recherchées . Aux figures n° 59 ; 60 on peut voir le cas d'une chambre circulaire . Les équations sont alors :

VOLUME BRULE :

$$V_b = \int_0^h \left(\alpha R_f^2 + \beta R_c^2 + R_c \cdot R_s \cdot \sin \beta \right) dz \quad (9 ; 19)$$

SURFACE DU FRONT DE FLAMME :

$$S_b = 2 \cdot R_c \cdot \int_0^h \alpha \cdot dz \quad (9 ; 20)$$

SURFACES DE PAROIS :

$$AW = A_c + A_h + A_p \quad (9 ; 21)$$

où :

$$A_c = 2 \cdot R_c \cdot \int_0^h \beta \cdot dz \quad (9 ; 22)$$

$$A_h = \alpha \cdot R_f^2 + \beta \cdot R_c^2 - R_c \cdot R_s \cdot \sin \beta \quad (9 ; 23)$$

$$A_p = \alpha \cdot (R_f^2 - h^2) + \beta \cdot R_c^2 - R_c \cdot R_s \cdot \sin \beta \quad (9 ; 24)$$

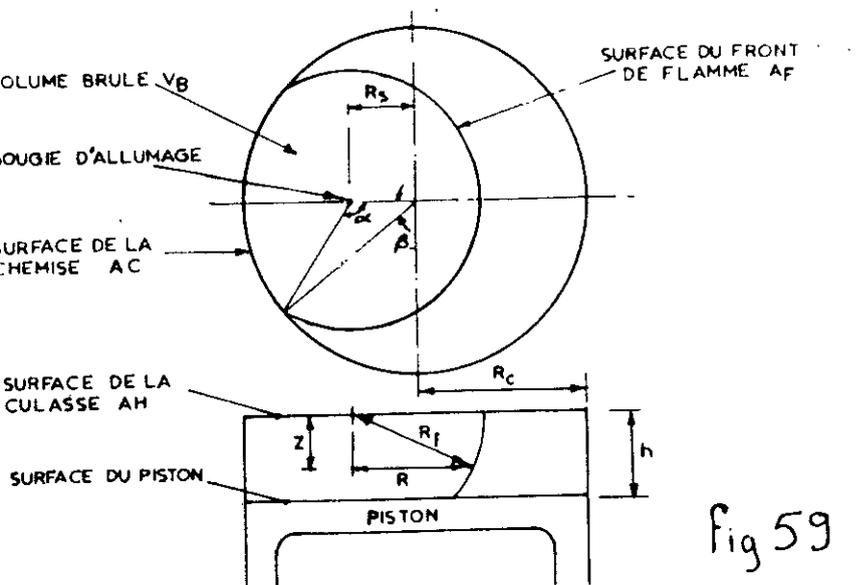


Fig 59

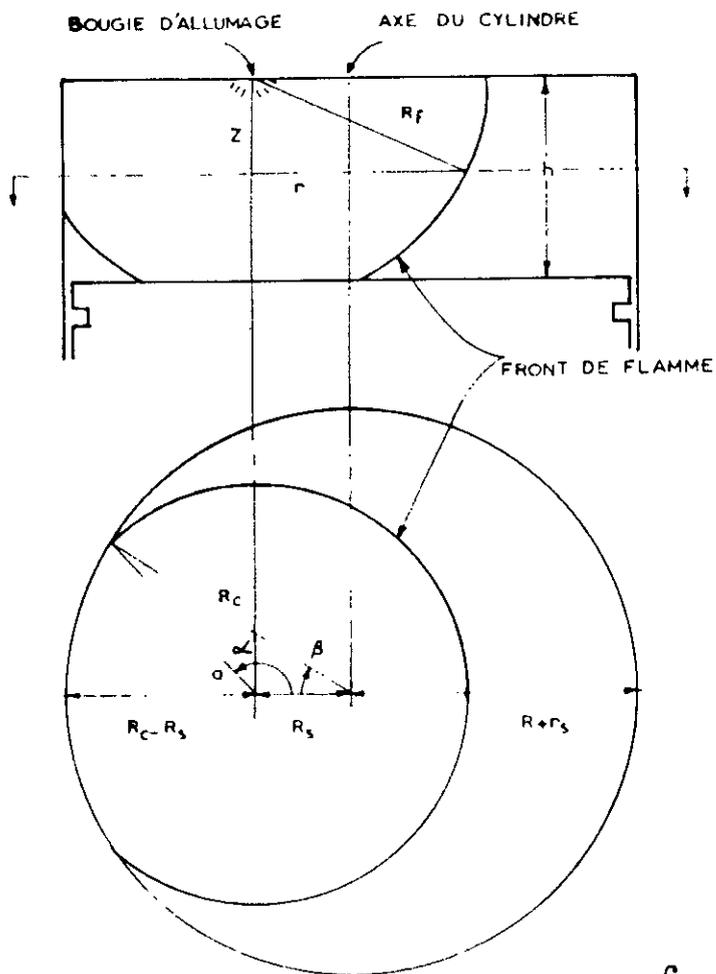


Fig 60

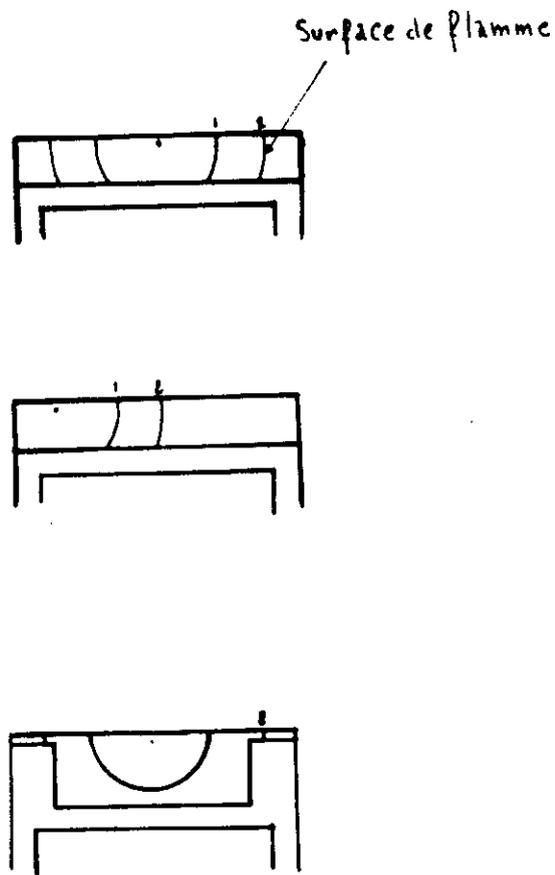


Fig 61

SCHEMA D'UN FRONT DE FLAMME SPHERIQUE DANS LE CYLINDRE

$$\alpha = \cos^{-1} \left(\frac{R_s^2 + R^2 - R_c^2}{2 \cdot R_s \cdot R} \right) \quad (9 ; 25)$$

$$\beta = \cos^{-1} \left(\frac{R_s^2 + R_c^2 - R^2}{2 \cdot R_s \cdot R_c} \right) \quad (9 ; 26)$$

$$R = \sqrt{R_f^2 - Z^2} \quad (9 ; 27)$$

CHAPITRE 10

VITESSE DE PROPAGATION DE LA FLAMME

VITESSE DE PROPAGATION

DE LA FLAMME

DEFINITION :

La vitesse fondamentale d'une flamme ou vitesse normale de propagation est la vitesse du front de flamme par rapport aux gaz frais , projetée sur la normale au front de flamme (fig n° 62)

Où :

- \vec{V}_g : vitesse des gaz frais
- \vec{V}_s : vitesse spatiale
- \vec{V}_f : vitesse de flamme
- \vec{V}_n : vitesse normale

La vitesse de la flamme vaut la différence entre la vitesse spatiale vue par un observateur fixe et la vitesse des gaz frais par rapport au front de flamme ; soit :

$$\vec{V}_f = \vec{V}_s - \vec{V}_g \quad (10 ; 1)$$

Si les conditions de l'écoulement sont laminaires ($Re < 2300$), la projection sur la normale de cette vitesse est appelée vitesse fondamentale laminaire .

Cette vitesse dépend du type de constituant comme l'indique le tableau de la figure n° où les vitesses sont données pour une combustion avec l'air à 25°C à la pression atmosphérique et pour le mélange stoechiométrique . (fig n° 63)

Les vitesses de propagation des différents hydrocarbures étant suffisamment voisines , on peut , en première approximation , calculer la vitesse de propagation relative à un mélange en effectuant une somme des vitesses de propagation chacun des constituants , pondérée par les concentrations .

Ces valeurs dépendent aussi de la méthode expérimentale qui a été choisie pour la détermination de la vitesse . Le tableau de la figure n° 64 présente les écarts donnés par différentes méthodes pour le méthane .

INFLUENCE DE CERTAINS FACTEURS SUR LA VITESSE LAMINAIRE
DU METHANE

1 - Influence de la richesse . fig n° 65

La vitesse fondamentale est maximale pour un mélange légèrement riche et la diminution de la vitesse fondamentale de part et d'autre de ce maximum est moins sensible en mélange riche qu'en mélange pauvre .

2 - Influence de la température initiale .

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

Si V_{n0} est la vitesse fondamentale à la température T_0 , la vitesse fondamentale V_{ni} à la température T_i vaut :

$$V_{ni} = V_{n0} \cdot \frac{T_i}{T_0} \quad (10 ; 2)$$

3 - Influence de la pression . fig n° 66

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

4 - Influence de la dilution . fig n° 67

dans les cas de dilution initiale du mélange on observe une diminution de la vitesse de propagation . La figure montre cette diminution pour différents mélanges

5 - Distances de coïncement . fig n° 68

Une flamme ne peut pas se propager entre deux parois très rapprochées l'une de l'autre . La distance de coïncement est donc la distance minimale entre les deux parois .

La figure montre un minimum au voisinage de $\phi = 0,9$.

La géométrie du système de combustion influence la distance de coincement .

6 - Énergie d'activation . fig n° 69

L'énergie qui sert à créer les premiers radicaux de la propagation de la flamme est appelé énergie d'activation .

La figure présente l'énergie critique d'allumage . Il faut signaler ici que la dilution et la turbulence ont tendance à augmenter la valeur de E_c .

7 - Influence du taux de CO_2 .

Pour étudier l'influence du taux de CO_2 contenu dans le biométhane , sur la vitesse fondamentale de flamme , on réalise la combustion dans une chambre sphérique , de troismélanges (CH_4 + air de richesse $r = 1$ dans lesquels on ajoute différentes quantité de CO_2) :

Mélange 1 : CH_4 + air

Mélange 2 : CH_4 + air + $1/2 CO_2$, ($X CO_2 / X CH_4$) = $1/2$

Mélange 3 : CH_4 + air + CO_2 , ($X CO_2 / X CH_4$) = 1

On retrouve les résultats expérimentaux suivants :

$$V_1 \text{ (mélange 1)} = 0,42$$

$$V_1 \text{ (mélange 2)} = 0,20$$

$$V_1 \text{ (mélange 3)} = 0,18$$

On remarque d'une façon claire que la vitesse diminue quand le taux de CO_2 augmente ce qui explique aussi un rendement légèrement diminué quand le taux de CO_2 augmente lors des expériences sur le moteur (fig n° 70) .

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) :

$$V_s = \gamma \cdot \text{FSR} \begin{bmatrix} 27 \\ 10 ; 3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 28 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 31 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 37 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 39 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 51 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 53 \end{bmatrix}$$

V_1 est influencée par la richesse, la dilution et la nature du carburant, c. a. d les facteurs chimiques alors que FSR est influencée par les facteurs physiques comme le régime de rotation, le remplissage et la forme de la chambre comme l'explique M^r B. LEDUC [45]

VITESSE LAMINAIRE V_1

La vitesse laminaire à V_0 et P_0 (1 atm) et T_0 (298 °K) est connue pour tous les carburants . Alors beaucoup d'auteurs ont l'habitude de relier la vitesse laminaire V_1 à γ . On peut indiquer certaines de ces formulations :

1 - formulation de METGHALCHI ET KECK [30]

$$V_1 = \gamma \left[\frac{T}{T_0} \right]^\alpha \cdot \left[\frac{P}{P_0} \right]^\beta$$

avec : $\alpha = - 0,7 \text{ (Richesse)} + 2,83$

$\beta = - 0,75 \text{ (Richesse - 1)}^2 + 0,15 \text{ (Richesse - 1)} - 0,17$

Mais il s'avère que cette formulation ne convient pas quand il y'a transfert thermique, donc a ne pas utiliser pour notre cas bien qu'elle parait plus simplifiée et facile à mettre en oeuvre .

2 - formulation basée sur la théorie de SEMENOV [16] [52]

$$V_1 \approx \frac{n_1 T_0}{n_2} \left[\frac{4,9}{f} \cdot K \cdot e^{-E/RT_f} / (f T_0 T)^3 \right]^{1/2}$$

où E = énergie d'activation

n_1/n_2 = relatif à l'hydrocarbure en question, si réaction bimoléculaire .

La théorie de SEMENOV prend en compte la concentration du combustible et la conduction à travers le front de flamme , mais elle suppose que la pression n'a aucun effet sur la vitesse de combustion , ce qui est contredit par les expériences de DUGGER et HEINEL [66] qui utilisent la formulation suivante :

$$V_f = \left(\frac{n_u}{n_b} \right) \frac{\beta}{C_b D_b} \left\{ \frac{2 \lambda_b^3 W Z C_f f(F) \exp(-E/RT_b)}{\rho_u C_p \left[C_f / CO_2(u)_{st} \right] F} \right\}$$

3 - formulation de la théorie de MALLARD et le CHATELIER [67]

Cette théorie suggère que la propagation de la flamme est causée par la conduction de la chaleur des gaz brûlés aux gaz non brûlés , la température des gaz non brûlés s'élève jusqu'à l'inflammation .

Ainsi il y'a libération de l'énergie chimique emmagasinée dans le combustible . Ainsi le taux de propagation dépend seulement des propriétés physiques du mélange gazeux non brûlé et des produits de combustion . On aura :

$$V_f = \frac{\lambda}{\rho_f C_p \Delta_x} \cdot \frac{(T_b - T_{wg})}{(T_{wg} - T_f)}$$

où

Δ_x : épaisseur de la zone lumineuse $\approx 0,02$ cm

λ : constante physique [c g s]

Cette formulation a été choisi par PHILLIPS et ORMAN dans leur programme de simulation . [31]

pour la définition du nombre de Prandtl :

$$\text{on a : } k / C_p = \mu / Pr$$

$$\text{et } \mu = \mu_0 T^{0,645}$$

$$\text{et } \rho_f \cdot d = \left[P / R \cdot T_f \right]$$

4 - formulation de MITTON et KECH []

$$\log V_1 = \log V_{op} + \frac{\Delta \log V_1}{\Delta \log P} \log \frac{P}{P_0}$$

Seulement V_{op} est tabulée en fonction des pressions initiales et qui ne sont pas nécessairement toujours identiques ce qui fait que la formulation ne peut donner qu'une approximation valable pour des pressions initiales et pressions instantanées limitées.

5 formulation empirique de Bradley []

$$V_1 = \left[0,31 \left(\frac{T}{T_0} \right)^2 + 0,1 \right] \left(\frac{P}{P_0} \right)^{-0,5}$$

Cette formule a été établie pour une pression initiale de 1 bar sans CO_2 , d'où elle ne peut prédire la combustion du biogaz qui contient toujours un pourcentage de CO_2 .

6 autres formulations

∅ d'autres auteurs ont élaborés des formules empirique pour chaque hydrocarbure ce qui rend leur généralisation impossible on peut citer comme exemple les formules suivantes :

$$a) V_1 = V_0 \left(\frac{P_0}{P_f} \right)^\alpha \exp \frac{E}{2R} \left(\frac{1}{T_{B_0}} - \frac{1}{T_B} \right)$$

où α = ordre de réaction .

$$b) \text{ Sokolik}$$

$$V_1 = V_0 \left[\frac{P_i}{P_0} \right]^{-1,25} \frac{T_i}{T_0} \left[\frac{T_{af}}{T_{afo}} \right]^{2,7} \left[\frac{T_{af} - T_0}{T_{af} - T_i} \right] \exp \left[- \frac{E}{2.R} \left(\frac{1}{T_{af}} - \frac{1}{T_{afo}} \right) \right]$$

7_ notre choix a été porté sur la formulation de VAN TIGGLEN :

$$V_T = V_0 \frac{T_i}{T_0} \sqrt{\frac{1 + \frac{m_0}{m}}{1 + \frac{m_0}{m}}} \exp \left[- \frac{E}{2 \cdot R} \left(\frac{1}{T_m} - \frac{1}{T_{m0}} \right) \right]$$

(10 ; 4)

avec V_0 : vitesse laminaire à P_0 et T_0

T_i : température initiale

T_m : température moyenne

$$T_m = T_i + 0,75 \left(T_{af} - T_i \right)$$

T_{af} : température adiabatique de flamme

E : énergie d'activation

ce modèle est mis à l'épreuve dans la simulation , ce qui a permis de faire une comparaison avec ce modèle , le modèle globale qu'on va voir après et le modèle de Wiebe .

Facteur de turbulence :

On peut d'or et déjà affirmer que les recherches sur la turbulence ne sont pas encore arrivées à maîtriser l'intensité de turbulence , ni à la soumettre à l'expérimentation . Encore moins quand il y a combustion , comme le cas qu'on présente . Les modèles ici ne seront donc qu'une approche sur des propositions théoriques, et semi-expérimentales .

généralités sur la turbulence :

Malgré la difficulté de sa définitions et la difficulté de la mesurer expérimentalement (complexité du champ de turbulence) on caractérise l'état aérodynamique de la chambre par une intensité de turbulence et on admet que la vitesse de propagation de la flamme est d'autant plus élevée que la turbulence (facteur FSR) est forte .

A. Douaud [35] définit alors l'intensité de turbulence à l'angle de villebrequin α par la relation :

$$u'(\alpha) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N u^2(i, \alpha)^{1/2}$$

où N est le nombre du cycle (i) et

$u(i, \alpha) = V(i, \alpha) - V(\alpha)$, fluctuation de la vitesse par rapport à la vitesse moyenne du gaz .

J. A Montreal a , [] dans une étude mis en évidence une relation linéaire intensité de turbulence-régime dont la pente varie fortement en fonction des paramètres géométriques (soupape d'admission , deflecteur , forme de chambre , effet de chasse ...) .

Le rapport entre la vitesse de turbulence V_t et la vitesse laminaire V_l est souvent utilisé par les chercheurs étudiant les problèmes de combustion . on peut citer :

Sheikin qui propose :

$$\frac{V_t}{V_l} = \left[1 + \left(\frac{2u'}{V_l} \right)^2 \right]^{1/2}$$

où u' : intensité de turbulence .

Damkholer qui donne :

$$\frac{V_t}{V_l} = \left[\frac{\epsilon}{\mu} \right]^{1/2}$$

où ϵ : diffusivité turbulente .

μ : viscosité cinématique .

Karlovitz qui indique :

$$\frac{V_t}{V_l} = 1 + \left[2 \left(\frac{u'}{V_l} - 1 \right) + e^{-u'/V_l} \right]^{1/2}$$

Lucas et James proposent :

$$\frac{V_t}{V_l} = 1 + 0,0197 \cdot RPM$$

Dans la même logique , PHILLIPS et ORMAN donnent :

$$\frac{V_t}{V_l} = 1 + 0,002 \cdot RPM$$

Fig 75

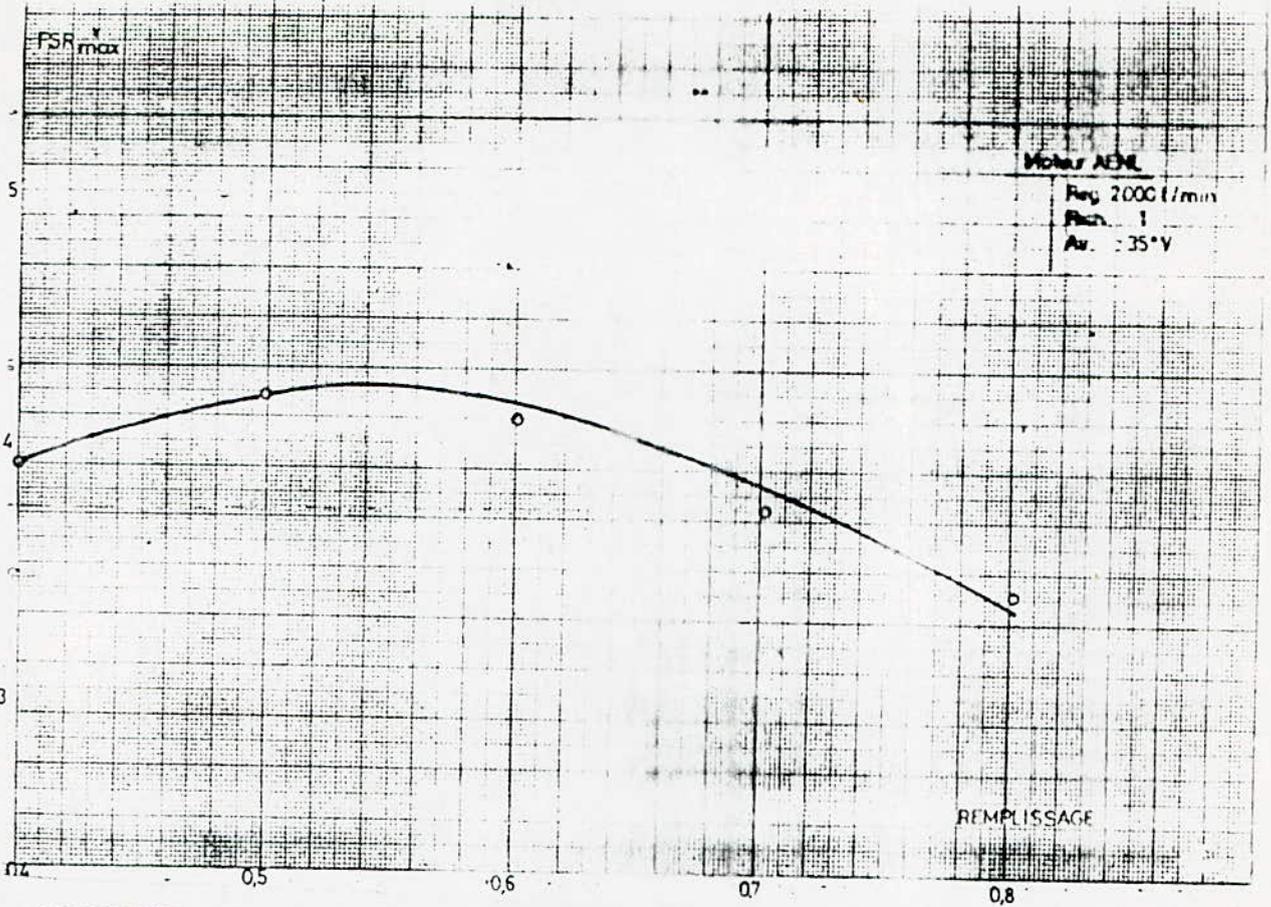
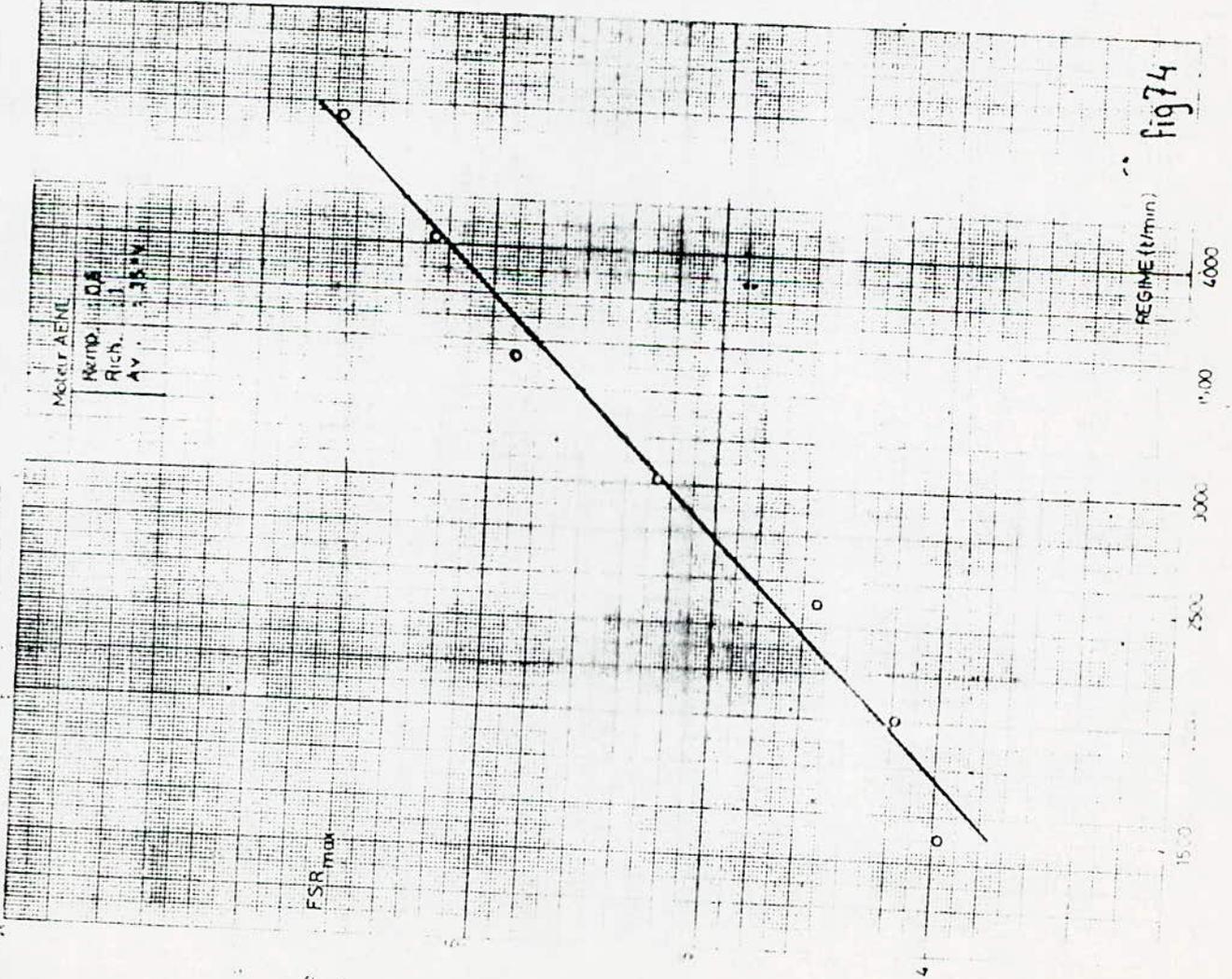


Fig 74



Krieger indique :

$$\frac{V_t}{V_1} = f(Res)$$

où :

$$Res = \frac{V_{ms} \cdot D}{\nu}$$

avec :

V_{ms} : vitesse moyenne de passage à la soupape d'admission
 D : alésage .
 ν : viscosité cinématique .

Samaga et Murthy dérive une expression de Shelkin :

$$V_t = (V_1^2 + 2786 Re^2)^{1/2} \cdot C_t$$

où

$$Re = \frac{V_{mp} \cdot D}{\nu}$$

V_{mp} : vitesse moyenne du piston .

C_t : coefficient de turbulence .

Les études faites par B Leduc [45] sur un moteur R16 mono conduisent aux conclusions suivantes :

1- Sur la figure n° 71 on remarque un assez mauvais accord entre la vitesse du front de flamme et la vitesse turbulente calculée à partir de l'expression de Damkholer associée à la formule de Vantiggelen , à la formule de Semenov et de Sokolik .

Il faudrait alors calculer le coefficient de turbulence à partir des données expérimentales et de la formule de Vantiggelen .

2- Le facteur de turbulence FSR varie en fonction de la fraction brûlée à cause du mouvement du piston . L'allure de la courbe ne change pas . fig n° 72

3- L'allure de la courbe est une caractéristique de la géométrie de la chambre alors que le niveau du facteur FSR dépend des conditions de fonctionnement . fig n° 73

4- Le facteur de turbulence croit rapidement avec le régime selon l'allure linéaire comme citée dans la formule de Lucas et James . fig n° 74

5- Le remplissage influence peu le facteur de turbulence
fig n° 75

6- L'influence de l'avance à l'allumage est négligeable
fig n° 76

Modèle globale

Des études de plusieurs auteurs particulièrement celle de B Leduc [45] montrent les dispersions importantes sur les résultats des vitesses laminaires (soit de 20 %) et sur l'énergie d'activation (soit de 25 %)

L'utilisation de la formule globale fait intervenir la concentration en oxygène (X_{O_2}), la concentration en carburant (X_F), la pression (p), la température initiale (T_i), la température moyenne (T_m) et l'énergie d'activation (E) :

$$V_l = K \cdot p^\alpha \cdot T_i \cdot T_m^{1/2} \cdot \left[X_F^a \cdot X_{O_2}^b \cdot \exp \left(- E / R \cdot T_m \right) \right]^{1/2} \quad (10 ; 5)$$

La combinaison de cette dernière formule avec :

$$V_l = V_t / F S R \quad (10 ; 6)$$

et un ajustement au sens des moindres carrés sur les données expérimentales peut donner les constantes K , α , a , b , E .
cette étude nous a été traitée par B. Leduc où il arrive à :

$$a = -0,74$$

$$b = 1,74$$

$$K = 1,08$$

$$E = 40 \text{ Kcal}$$

$$\alpha = 0,216$$

Pour la détermination de a , b il a suffi de tirer l'expression de V_l en fonction de T_i et X_F

$$\log V_l - \log T_i = k + 1/2 a \log X_F \quad (10 ; 7)$$

CONCLUSION :

On peut estimer à présent qu'une telle simulation est complète et qu'elle contient tous les paramètres de fonctionnement d'un moteur . En effet :

1- La loi de Wiebe fait apparaître la variation de l'énergie au cours du temps ,et utilise les lois H L C et C A 5 0 en fonction des paramètres moteurs .

2- Le modèle de flamme sphérique fait intervenir les paramètres physiques à savoir la vitesse de flamme aux conditions standards , la température adiabatique de flamme , la température initiale , et la température moyenne .

3- Le modèle globale fait intervenir en plus des températures les paramètres chimiques à savoir la concentration molaire du carburant et de l'oxygène .

CHAPITRE 11

TEMPERATURE
ADIBATIQUE DE LA
FLAMME ET
EQUILIBRE
THERMODYNAMIQUE

TEMPERATURE ADIABATIQUE

DE FLAMME

1_ DEFINITION

La température adiabatique d'une flamme (T A D F) est la température maximale atteinte par les produits de combustion dans une réaction chimique en l'absence d'échange thermique .

2_ IMPORTANCE DE LA TEMPERATURE ADIABATIQUE DE FLAMME .

La température adiabatique de flamme est une grandeur purement théorique , mais sa connaissance constitue un intérêt pratique imminent : en effet :

1_ La " T A D F " constitue la température maximale que l'on peut prendre en considération pour le calcul des combustion thermique .

2_ La " T A D F " sera la première approximation nécessaire au calcul des transferts thermiques .

3_ L'initialisation de la solution du système d'équations dans la phase de combustion se fait à l'aide de la " T A D F " , pour la simulation de la combustion dans les moteurs à allumage commandé .

3_ CALCUL DE LA TEMPERATURE ADIABATIQUE DE FLAMME

Le premier principe fournit la formule suivante :

||||||||||||||||

$$dq = dh - pdv$$

ou $dq =$ chaleur échangée entre le système et l'extérieur .
 $dh =$ variation d'enthalpie du système .
 $pdv =$ travail fourni par le système .

Puisque c'est un processus adiabatique on a :

$$\left. \begin{aligned} dq &= 0 \\ V &= \text{cst} \end{aligned} \right\} \xrightarrow{\hspace{2cm}} dh = 0$$

alors la température finale de la combustion, peut être calculée en écrivant l'égalité entre l'enthalpie des réactifs aux conditions initiales et l'enthalpie des produits de combustion dans les conditions finales. ce qui donne :

$$\sum_{i=1}^N Z_i \left[Q_f^\circ + \int_{T_{ref}}^{T_{in}} c_p dT \right]_i = \sum_{i=1}^{Pc} X_i(P, T_f) \left[Q_f^\circ + \int_{T_{ref}}^{T_f} c_p dT \right]_i \quad (11; 1)$$

où

N : nombre de constituants des réactifs .

Z_i : fraction molaire du constituant i dans les réactifs .

$\left[Q_f^\circ \right]_i$: chaleur de formation du constituant i

$\int_{T_{ref}}^{T_{in}} c_p dT$: chaleur sensible du constituant i .

$\left[Pc \right]$: nombre des constituants des produits de combustion .

$\left[X_i \right]_{P, T_f}$: fraction molaire d'espèce i à la pression P et à la

température des fumées (T_f) .

T_{ref} : température de référence .

4° ENTHALPIE DES REACTIFS

Dans les réactifs on retrouve l'air et le carburant dans des proportions dépendant de la richesse du mélange initial.

La liaison entre les produits de combustion, et les constituants est caractérisée par la réaction de combustion.

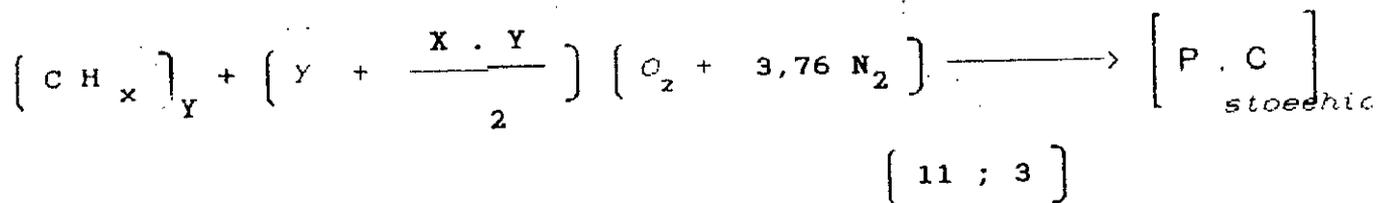
Soit $(C H_x)_y$ la forme du carburant, l'équation de réaction s'écrit alors : (voir chapitre 3).

$$\left[\left(C H_x \right)_Y + Y \left(Q_f^0 + \int_{T_{ref}}^{T_{in}} C_p dT \right) \right] + \left\{ \left(Y + \frac{X \cdot Y}{2} \right) \right. \\
 \left. \left[O_2 + \left(Q_f + \int_{T_{ref}}^{T_{in}} C_p dT \right) \right] + \left(Y + \frac{X \cdot Y}{2} \right) 3,76 \left[N_2 + \left(Q_f + \int_{T_{ref}}^{T_{in}} C_p dT \right) \right] \right\} \\
 \longrightarrow \left[P \cdot C \right] \quad (11 ; 2)$$

où $\left[P \cdot C \right]$ = produits de combustion.

L'équation se compose de deux parties :

1) L'équation de réaction :



2) L'équation énergétique :

$$\begin{aligned}
 & Y \left[Q_f + \int_{T_{ref}}^{T_{in}} C_p dT \right]_{(CH_x)_Y} + \left[Y + \frac{X \cdot Y}{2} \right] \left[\left[Q_f^\circ + \int_{T_{ref}}^{T_{in}} C_p dT \right]_{O_2} \right] \\
 & + 3,76 \left[Q_f + \int_{T_{ref}}^{T_{in}} C_p dT \right]_{N_2} \longrightarrow \left[P \cdot C \right]_{\text{énergie}} \\
 & \hspace{20em} [11 ; 4]
 \end{aligned}$$

5 -ENTHALPIE DE L'AIR :

Le dernier terme de l'équation précédente peut être calculé en groupant les constituants de l'air sous la forme suivante : pour une mole de $(C H_x)$:

$$\left[1 + \frac{X}{2} \right] \left[\left[Q_f^\circ + \int_{T_{ref}}^{T_{in}} C_p dT \right]_{\text{air}} \right]$$

où $(Q_f^\circ)_{\text{air}} = 0$: Chaleur de formation de l'air .

Pour le calcul de la chaleur sensible on utilise l'énergie interne :

$$\Delta H = \left[\int_{T_{ref}}^{T_{in}} C_p dT \right] \cdot U + R \left[T_{in} + T_{ref} \right] \quad [11 ; 5]$$

Où U : Energie interne .

R : Constante massique de l'air .

L'énergie interne est une fonction de la température : $U = f(T)$

$$U = A.T + B.T^2 + C.T^3 + D.T^4 + E.T^5 + \dots$$

Plusieurs auteurs donnent la valeur de ces constantes sous forme de tableau. Les valeurs choisies ici sont celles de Borman. [24]

$$U = 0,16520 \cdot T + \left[5,1979 \cdot 10^{-6} \right] \cdot T^2 + \left[3,906 \cdot 10^{-9} \right] \cdot T^3 + \left[-9,3632 \cdot 10^{-3} \right] \cdot T^4 + \left[6,3156 \cdot 10^{-17} \right] \cdot T^5 \quad \left[11 ; 6 \right]$$

ou :

$$\left[U \right] = \text{BTU} / \text{lb}$$

$$\left[T \right] = \text{°R} \quad \left[58 \right]$$

L'enthalpie obtenue est basée sur une enthalpie absolue à une température de référence de 0° K telle que $H = 0$. Il en résulte que la différence entre un T arbitraire et la référence prend la forme suivante :

$$\left[\Delta H \right]_0^{T_{ar}} = H_T - H_{0^\circ K} = H_T$$

$$\text{OU} \quad T_{ar} = T_{arbitraire} \quad \left[11 ; 7 \right]$$

6 - ENTHALPIE DU CARBURANT $(C H x)_y$

L'enthalpie du carburant se compose aussi de deux parties :

1) l'enthalpie de formation = $(Q_f^\circ)_{C H x}$

2) l'enthalpie sensible = $\left[\int_{T_{ref}}^{T_{in}} C_p dT \right]_{(CH_x)}$ [11 ; 8]

7 - CHALEUR DE FORMATION $(Q_f^\circ)_{C H_x}$

L'équation de réaction stœchiométrique pour une mole donne :

$$C H_x + (Q_f^\circ)_{C H_x} + \left(1 + \frac{X}{2}\right) \left[O_2 + (Q_f^\circ)_{O_2}\right] =$$

$$= C O_2 + (Q_f^\circ)_{CO_2} + \left[\frac{X}{4} \left(H_2O + (Q_f^\circ)_{H_2O}\right)\right] + \Delta H_{réact}$$

(11 ; 9)

L'égalité des termes de l'énergie de l'équation donne :

$$(Q_f^\circ)_{CH_x} = (Q_f^\circ)_{CO_2} + \frac{X}{2} (Q_f^\circ)_{H_2O} - \left(1 + \frac{X}{2}\right) (Q_f^\circ)_{O_2} + \left[\Delta H_{réact}\right]_{CH_x}$$

Avec :

$$\left[\Delta H_{réact}\right]_{CH_x} = [P.C.I.]_{CH_x} + [q_v]_{CH_x}$$

(11 ; 10)

OU : [P.C.I.] = Pouvoir calorifique inférieur .

[q_v] = Chaleur de vaporisation .

Puisque le carburant étudié est un gaz "CH₄ + CO₂" q_v = 0
d'où on a :

$$(Q_f^\circ)_{CH} = (Q_f^\circ)_{C_2} + \frac{X}{4} (Q_f^\circ)_{H_2O} - \left(1 + \frac{X}{2}\right) (Q_f^\circ)_{O_2} + [P.C.I.]_{CH_x} \quad (1)$$

(11 ; 11)

les tables de Janaf fournissent les valeurs du membre de droite.

8 CHALEUR SENSIBLE DU CARBURANT

On trouve la chaleur sensible dans la littérature sous la forme suivante :

$$\int_{T_{ref}}^{T_{in}} C_p dT = A.T_{in} + B.T_{in}^2 + C.T_{in}^3 + D.T_{in}^4 + \dots = H_s \quad (2)$$

L'enthalpie absolue à la température de référence est :

$$H_{0K} = 0 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{mole}} \right] \quad \text{Pour le } \text{CH}_4 \text{ on a :}$$

$$H_s = -2078,9 + 18,683.T + 7,39.10^{-2}.T^3 - 1,85.10^{-5}.T^4 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{mole}} \right]$$

$$\text{Avec } [T] = \text{°K} \quad [64] \quad [11 ; 12]$$

On peut alors écrire :

$$\left[a_f^\circ + \int_{T_{ref}}^{T_{in}} C_p dT \right]_{\text{CH}_x} = [1] + [2] = [H_{abs}]_{\text{carburant}} \quad [11 ; 13]$$

9 FRACTIONS MASSIQUES DES REACTIFS

Le mélange réactif introduit dans le M C I se compose d'air et de carburant ($\text{CH}_4 + \text{CO}_2$) on peut écrire alors :

$$\sum_i^N Z_i \left[a_f^\circ + \int_{T_{ref}}^{T_{in}} C_p dT \right] = Z_1 [H_{abs}]_{\text{carburant}} + Z_2 [H_{abs}]_{\text{air}} \quad [11 ; 14]$$

Ou :

Z_1 = fraction molaire du carburant .

Z_2 = fraction molaire de l'air .

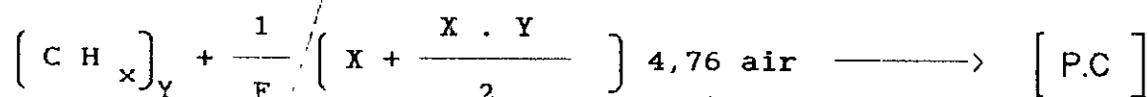
La définition de la richesse F nous fournit l'équation suivante :

$$F = \frac{\left[\frac{(M_c)}{(M_a)} \right]_{réel}}{\left[\frac{(M_c)}{(M_a)} \right]_{stoe}} = \frac{\left[\frac{(Z_1)}{(Z_2)} \right]_{réel}}{\left[\frac{(Z_1)}{(Z_2)} \right]_{stoe}}$$

Ou : M_c est la masse du carburant . (11 ; 15)

M_a est la masse d'air .

soit la réaction chimique du carburant $(CH_x)_y$ avec l'air et avec une richesse F :



La fraction est défini comme : (11 ; 16)

$$Z_i = \frac{n_i}{n}$$

Avec $n = \sum^N n_i$ est le nombre total des moles réactifs . En appliquant cette définition dans l'équation de réaction on a :

$$Z_1 = 1 / \left\{ \frac{1 + \left[X + \frac{X \cdot Y}{2} \right] \cdot 4,76}{Y \cdot F} \right\} \quad (\text{carburant})$$

Avec

$$n = \sum n_i = \left[\left[Y \cdot F + \left[X + \frac{X \cdot Y}{2} \right] \cdot 4,76 \right] \text{ mole} \right]$$

$$Z_2 = 1 / \left\{ \frac{Y \cdot F}{\left[X + \frac{X \cdot Y}{2} \right] \cdot 4,76} \right\} + 1 \text{ (l'air)}$$

(11 ; 17)

Pour avoir les fractions massiques on utilise la formule suivante :

$$\alpha_i = Z_i = \frac{M_i}{M}$$

Ou :

- α_i est la fraction massique d'espèce i .
- M_i est la masse molaire d'espèce i .
- M est la masse molaire du mélange.

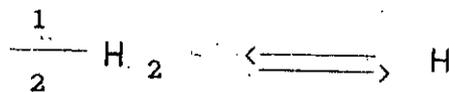
Remarque : La connaissance de la richesse F et la composition en carbone $C(y)$ et en hydrogène $H(xy)$ du carburant, nous fournit les fractions d'air et de carburant.

10 ENTHALPIE DES PRODUITS DE COMBUSTION .

L'enthalpie des produits de combustion est une fonction des constituants, des concentrations molaires des espèces X_i à la pression " P " et à la température des fumées " T ".

Le nombre de constituants des produits de combustion ^f croît avec la température T .

C'est la dissociation ^f qui est à l'origine de l'augmentation du nombre de constituants.



La plupart des auteurs considèrent " 12 " constituants lorsqu'il s'agit d'étude sur moteur.

Les calculs sont rendus difficile par l'instabilité de telle réactions , ce qui a conduit à considérer ces réactions à l'état d'équilibre chimique .

ZORMAN et OLIKARA [62] ont élaboré un programme de calcul de l'enthalpie , de l'énergie , interne et de la composition des produits de combustion du type $C_n H_m O_l N_k$ en fonction des paramètres d'entrées comme la température initiale , la richesse , et la pression .

Les réactions considérées sont les réactions de dissociations des éléments suivants : H_2 , O_2 , N_2 , et CO .

11 METHODE DE CALCUL DE LA TEMPERATURE ADIABATIQUE

A partir de la détermination de l'enthalpie des réactifs , des paramètres d'entrées comme la pression , la richesse , la température initiale , la formule chimique du combustible , on calcule facilement l'enthalpie des produits de combustion .

A partir de cette étape on détermine la température et la composition des gaz brulés .

On initialise le programme (PER , EQM) par la température initiale des fumées , qui calcule l'enthalpie des produits de combustion . On teste la valeur de l'enthalpie calculée avec l'enthalpie des produits initiaux . Si l'égalité n'est pas vérifiée , on calcule une nouvelle approximation de la température de la flamme par la méthode de NEWTON . [65]

$$Y_{n+1} = Y_n - \frac{f'(x, y)}{f'_y(x, y)}$$

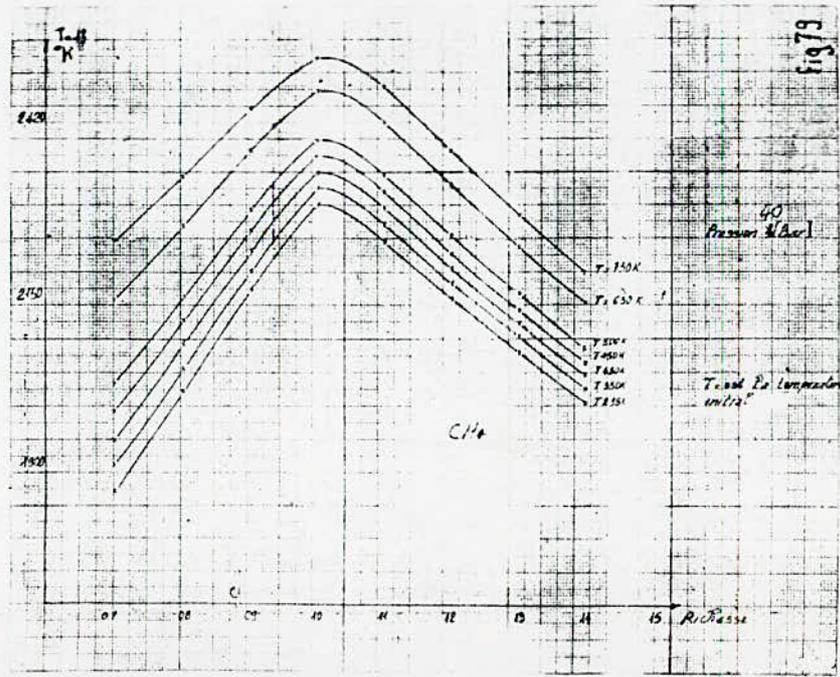
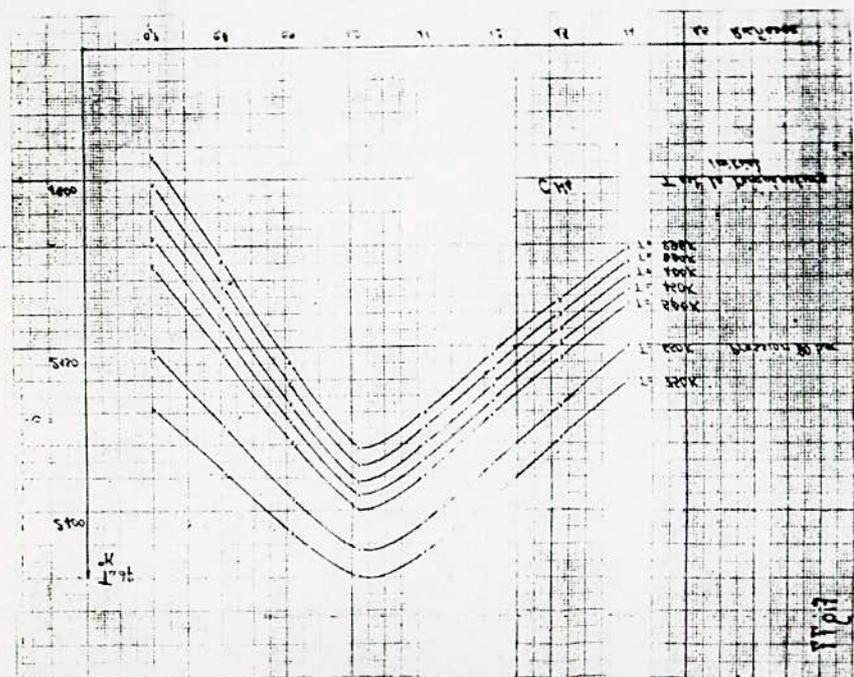
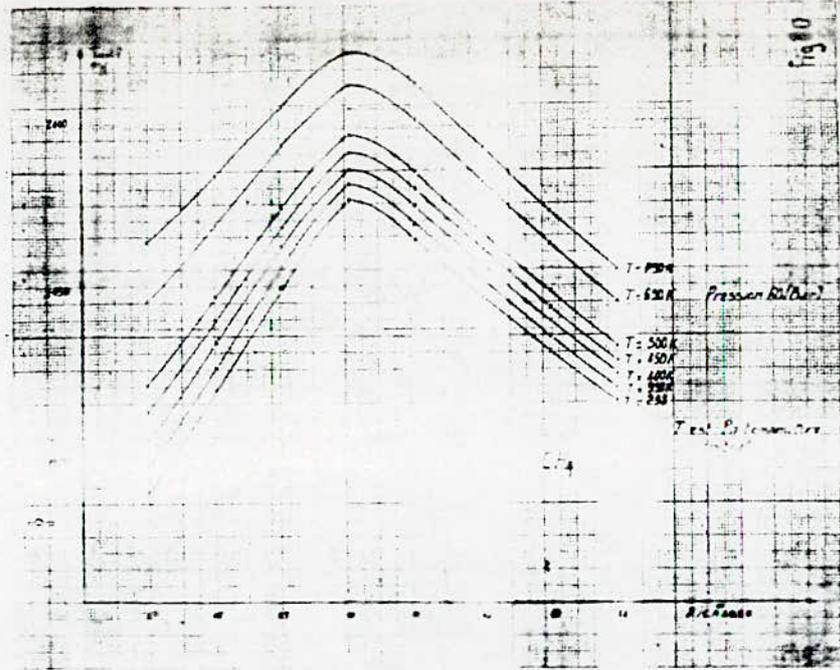
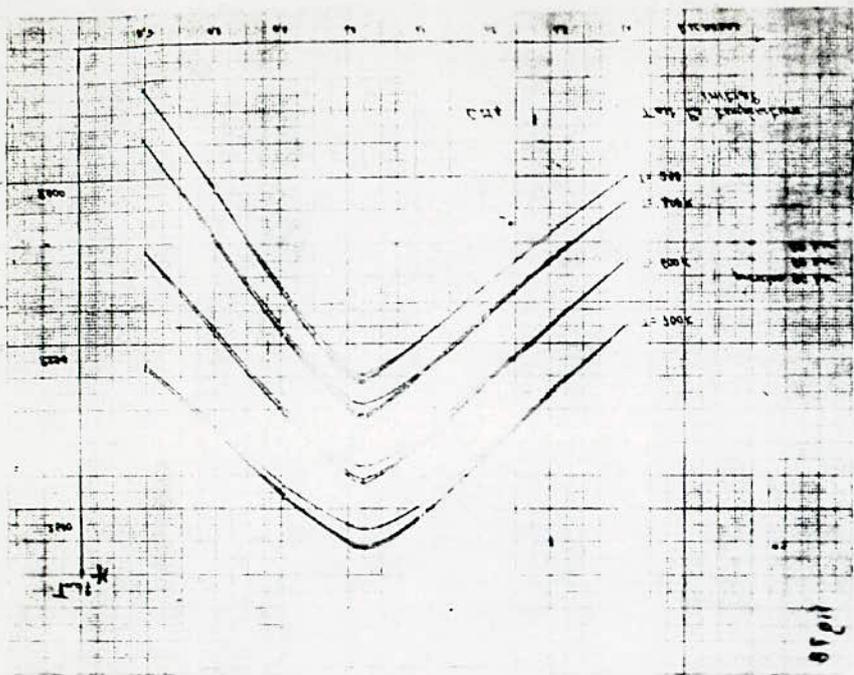
avec

[11 ; 18]

$$Y_{n+1} \approx T_{n+1} \text{ cherchée .}$$

$$Y_n \approx T_n \text{ supposée .}$$

$$f(x, y) = H_n - H_r$$



$$f'(x, y) = \left(\frac{dH}{dT} \right)_n = C_{p_n}$$

$$T_{n+1} = T_n - \frac{H_n - H_r}{(C_p)_n}$$

On arrête le calcul dès que :

$$| T_{n+1} - T_n | < \varepsilon$$

Avec $\varepsilon = 2 \%$

12 Influence de la pression, de la température initiale

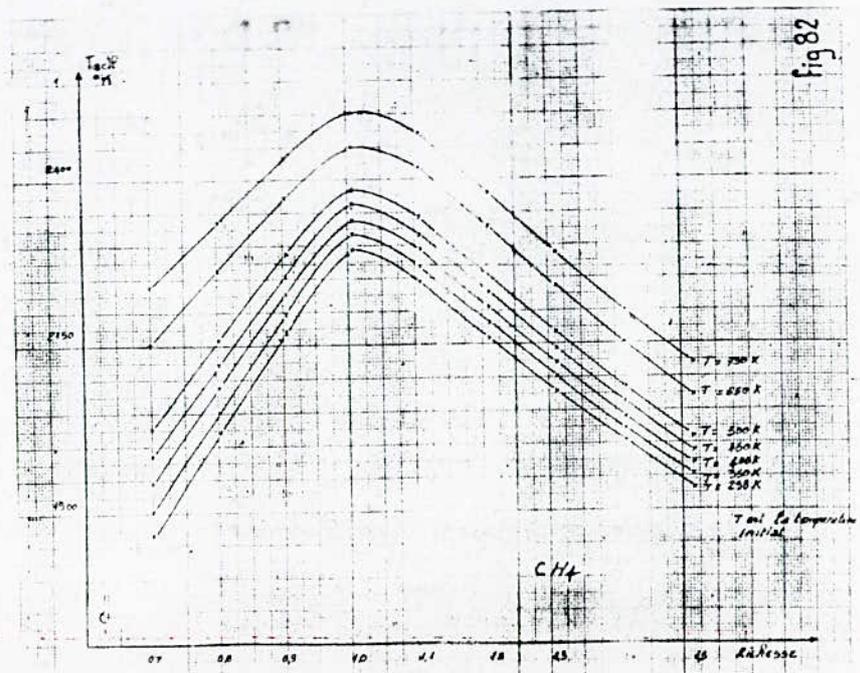
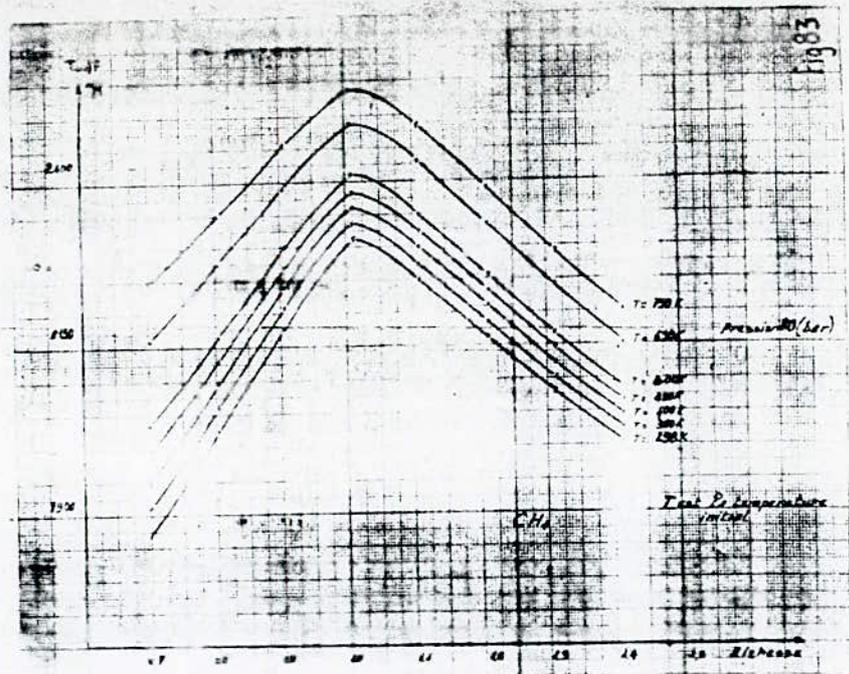
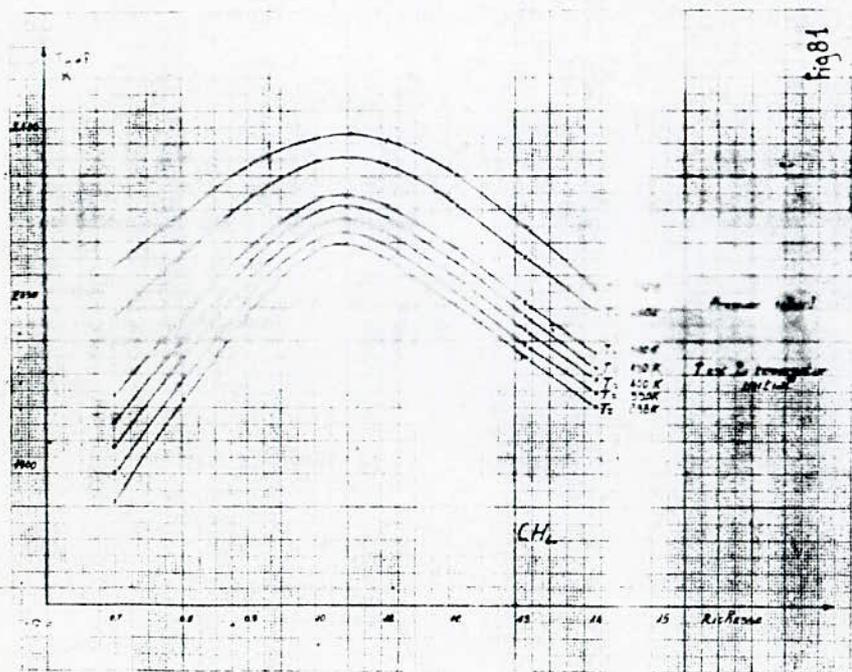
et de la richesse . (fig 77 , 78 , 79 , 80 , 81 , 82)

La température adiabatique, comme la montre les figures, croit avec la température initiale du mélange si on maintient la pression et la richesse constante.

La température adiabatique dépend de la richesse, elle augmente pour passer par un maximum entre la richesse de 1,0 et 1,1. La température augmente avec la richesse pour les mélanges pauvres et diminue pour les mélanges riches.

L'examen des figures montre que la température augmente avec la pression.

On conclut alors, que le rendement du moteur est maximale pour la richesse qui donne la température adiabatique maximale.



$$H: x_1 + 2x_4 + x_5 + 2x_9 = m x_{13} \quad (11 ; 22-b)$$

$$O: x_2 + x_5 + x_6 + 2x_8 + x_9 + 2x_{10} = 2r x_{13} \quad (11 ; 22-c)$$

$$N: x_3 + x_7 + 2x_8 = 2r' x_{13} \quad (11 ; 22-d)$$

$$A_r: x_{12} = r'' x_{13} \quad (11 ; 22-e)$$

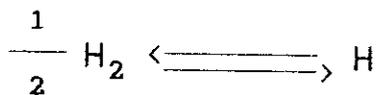
On émet la condition que la somme des fractions molaires de tous les produits égale l'unité ce qui donne :

$$\sum_{i=1}^{12} x_i = 1 \quad (11 ; 23)$$

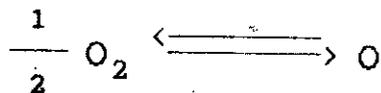
Pour la résolution des 13 équations , on a besoin encore de 7 équations fournies par l'équilibre thermodynamique des produits de combustion :

Réaction :

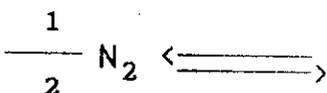
Constante d'équilibre en fonction de la pression :



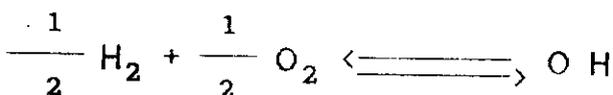
$$K_1 = x_1 \cdot \sqrt{\frac{p}{x_4}}$$



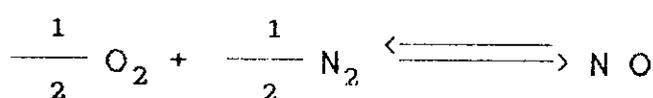
$$K_2 = x_2 \cdot \sqrt{\frac{p}{x_8}}$$



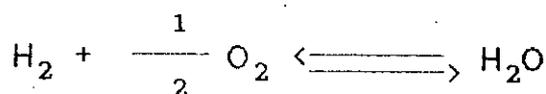
$$K_3 = x_3 \cdot \sqrt{\frac{p}{x_{11}}}$$



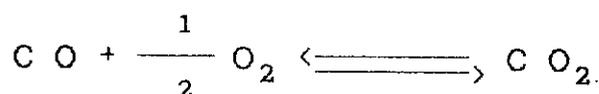
$$K_5 = x_5 \cdot \sqrt{\frac{p}{x_4 \cdot x_8}}$$



$$K_7 = \frac{x_7}{\sqrt{x_8 \cdot x_{11}}}$$



$$K_9 = \frac{x_9}{\sqrt{x_8 \cdot p}}$$



$$K_{10} = \frac{x_{10}}{\sqrt{x_8 \cdot p}}$$

[11 ; 24-a, b, c, d, e, f, g . respectivement]

P étant la pression , les constantes d'équilibre sont calculées par extrapolation à partir des tables thermochimiques de Janaf , de la manière suivante :

On a log K_p (formation) de tous les espèces est tabulé en fonction de la température absolue . L'équilibre thermodynamique donne :

$$\log K_p = \sum \log K_p \text{ (formation) des produits} \\ - \sum \log K_p \text{ (formation) des réactifs .}$$

I.Klotz propose dans " Introduction to chemical thermodynamics " la relation suivante :

$$\text{Log } K_p = A \cdot \ln T + \frac{B}{T} + C + D \cdot T + E \cdot T^2$$

Où T est la température initiale et A , B , C , D , E des constantes . Ces tables sont valables pour des températures comprises entre 500 et 4000° K .

La marge de température relève bien de la marge d'étude du phénomène de combustion dans les moteurs .

Les constantes A , B , C , D , E sont données par le tableau

donné à la figure n° 76 [62]

Les équations " 24. " peuvent être réarrangées pour exprimer les fractions molaires de tous les produits de combustion , avec les fractions molaires x_4, x_6, x_8, x_{11} , de H_2, CO, O_2 et N_2 respectivement :

$$\begin{array}{ll}
 x_1 = C_1 \cdot x_4^{1/2} & \text{avec} \quad C_1 = K_1 / p^{1/2} \quad (11\ 25\text{-a}) \\
 x_2 = C_2 \cdot x_8^{1/2} & C_2 = K_2 / p^{1/2} \quad (11\ 25\text{-b}) \\
 x_3 = C_3 \cdot x_{11}^{1/2} & C_3 = K_3 / p^{1/2} \quad (11\ 25\text{-c}) \\
 x_5 = C_5 \cdot x_4^{1/2} \cdot x_8^{1/2} & C_5 = K_5 \quad (11\ 25\text{-d}) \\
 x_7 = C_7 \cdot x_8^{1/2} \cdot x_{11}^{1/2} & C_7 = K_7 \quad (11\ 25\text{-e}) \\
 x_9 = C_9 \cdot x_4^{1/2} \cdot x_8^{1/2} & C_9 = K_9 \cdot p^{1/2} \quad (11\ 25\text{-f}) \\
 x_{10} = C_{10} \cdot x_6 \cdot x_8^{1/2} & C_{10} = K_{10} \cdot p^{1/2} \quad (11\ 25\text{-g})
 \end{array}$$

Réduction du nombre d'équations :

L'équation (4 a) donne :

$$x_{13} = \frac{1}{n} (x_6 + x_{10})$$

Et l'équation (4 e) donne :

$$x_{12} = r'' x_{13} = \frac{r''}{n} (x_6 + x_{10})$$

Ces deux égalités sont utilisées maintenant pour éliminer x_{12} et x_{13} des équations (22b , 22d , 22e) et 23 on a alors :

$$x_1 + 2x_4 + x_5 + 2x_9 - \frac{m}{n} (x_6 + x_{10}) = 0 \quad (11\ 26\ a)$$

$$X_2 + X_5 + X_6 + X_7 + 2X_8 + X_9 + 2X_{10} - \frac{2r}{n} (X_6 + X_{10}) = 0 \quad [11 \ 26 \ b]$$

$$X_3 + X_7 + 2X_{11} - \frac{2r'}{n} (X_6 + X_{10}) = 0 \quad [11 \ 26 \ c]$$

$$\sum_{i=1}^{12} X_i = \sum_{i=1}^{11} X_i + X_{12} = 1$$

$$= \sum_{i=1}^{11} X_i + \frac{r''}{n} (X_6 + X_{10}) - 1 = 0 \quad [11 \ 26 \ d]$$

Soient les rapports suivants :

$$\frac{m}{n} = d_1$$

$$\frac{2r}{n} = d_2$$

$$\frac{2r'}{n} = d_3$$

$$\frac{r''}{n} = d_4$$

En combinant les équations " 25 " et les équations " 26 " , on peut éliminer toutes les variables sauf X_4 , X_6 , X_8 , et X_{11} .

D'où on peut écrire :

$$C_1 \cdot X_4^{1/2} + 2 \cdot X_4 + C_5 \cdot X_4^{1/2} \cdot X_8^{1/2} + 2 \cdot C_4 \cdot X_4 \cdot X_8^{1/2} - d_1 \cdot X_6 - d_1 \cdot C_{10} \cdot X_6 \cdot X_8^{1/2} = 0 \quad [11 \ 27-a]$$

$$C_2 \cdot X_8^{1/2} + C_5 \cdot X_4^{1/2} \cdot X_8^{1/2} + X_6 + C_7 \cdot X_8^{1/2} \cdot X_{11}^{1/2} + 2 \cdot X_8 + C_9 \cdot X_4^{1/2} \cdot X_8^{1/2} + 2 \cdot C_{10} \cdot X_6 \cdot X_8^{1/2} = 0 \quad [11 \ 27-b]$$

$$C_3 \cdot X_{11}^{1/2} + C_7 \cdot X_8^{1/2} \cdot X_{11}^{1/2} + 2 \cdot X_{11} - 2 \cdot d_3 \cdot X_6 - 2 \cdot d_3 \cdot X_{10} = 0 \quad [11 \ 27-c]$$

$$C_1 \cdot X_4^{1/2} + C_2 \cdot X_8^{1/2} + X_3 \cdot X_{11}^{1/2} + X_9 + C_5 \cdot X_4^{1/2} \cdot X_8^{1/2} + X_6 + C_7 \cdot X_8^{1/2} \cdot X_{11}^{1/2} + X_8 + C_9 \cdot X_4 \cdot X_8^{1/2} + C_{10} \cdot X_6 \cdot X_8^{1/2} + X_{11} + d_4 \cdot X_6 + d_4 \cdot X_{10}^{-1} = 0$$

[11 27-d]

A ce stade on peut exprimer ces 4 équations non linéaire sous la forme suivante :

$$f_j \left[X_4, X_6, X_8, X_{11} \right] = 0 \quad j = 1, 2, 3, 4 \quad [11 28 a]$$

Soit le vecteur solution :

$$\left[X_4^{(1)}, X_6^{(1)}, X_8^{(1)}, X_{11}^{(1)} \right]$$

Et soit la solution estimée par le vecteur :

$$\left[X_4^*, X_6^*, X_8^*, X_{11}^* \right]$$

On peut écrire la correction à apporter à la solution :

$$\Delta X_i = X_i^* - X_i^{(1)} \quad i = 4, 6, 8, 11.$$

explicitement :

$$\begin{aligned} \Delta X_4 &= X_4^* - X_4^{(1)} \\ \Delta X_6 &= X_6^* - X_6^{(1)} \\ \Delta X_8 &= X_8^* - X_8^{(1)} \\ \Delta X_{11} &= X_{11}^* - X_{11}^{(1)} \end{aligned}$$

En utilisant les series de Taylor [61] et en négligeant les dérivées partielles du second ordre on a :

$$f_j + \frac{\partial f_j}{\Delta X_4} \Delta X_4 + \frac{\partial f_j}{\Delta X_6} \Delta X_6 + \frac{\partial f_j}{\Delta X_8} \Delta X_8 + \frac{\partial f_j}{\Delta X_{11}} \Delta X_{11} = 0$$

$$j = 1, 2, 3, 4. \quad [11 \text{ 28-b}]$$

Où les fonctions f_j et leurs dérivées partielles sont évaluées à partir du vecteur solution .

Par la méthode d'élimination de GAUSS [61] on trouve :

$$\Delta X_4, \quad \Delta X_6, \quad \Delta X_8, \quad \Delta X_{11} .$$

Et la solution sera :

$$X_i^{(2)} = X_i^{(1)} + \Delta X_i \quad i = 4, 6, 8, 11 .$$

Où

$$X_4^{(2)} = X_4^{(1)} + \Delta X_4$$

$$X_6^{(2)} = X_6^{(1)} + \Delta X_6$$

$$X_8^{(2)} = X_8^{(1)} + \Delta X_8$$

$$X_{11}^{(2)} = X_{11}^{(1)} + \Delta X_{11}$$

$$[11 \text{ 28-c}]$$

Pour le système d'équations il faut définir les dérivées partielles comme :

$$T_{i,j} = \frac{\partial X_i}{\partial X_j} \quad \text{avec } i = 1, 2, 3, 5, 7, 9, 10 .$$

$$j = 4, 6, 8, 11 .$$

On pose $T_{j,j} = \frac{\partial X_j}{\partial X_j} = 1$

Des équations " 7 " on peut tirer :

$$T_{1,4} = 0,5 C_1 / X_4^{1/2}$$

$$T_{2,8} = 0,5 C_2 / X_8^{1/2}$$

$$T_{3,11} = 0,5 C_3 / X_{11}^{1/2}$$

$$T_{5,4} = 0,5 C_5 \cdot x_8 / x_4^{1/2}$$

$$T_{5,8} = 0,5 C_5 \cdot x_4 / x_8^{1/2}$$

$$T_{7,9} = 0,5 C_7 \cdot x_{11} / x_8^{1/2}$$

$$T_{7,11} = 0,5 C_7 \cdot x_9 / x_{11}^{1/2}$$

$$T_{9,4} = C_9 x_8^{1/2}$$

$$T_{9,8} = 0,5 C_9 \cdot x_4 / x_8^{1/2}$$

$$T_{10,6} = C_{10} x_8^{1/2}$$

$$T_{10,8} = 0,5 C_{10} \cdot x_6 / x_8^{1/2}$$

Avec cette notation les éléments des équations " 28 " s'écrivent sous forme matricielle :

$$\begin{bmatrix} A \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta x \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B \end{bmatrix}$$

Les éléments de la matrice A sont :

$$A_{1,1} = \frac{\partial f_1}{\partial x_4} = T_{1,4} + 2 + T_5 + 2 \cdot T_{9,4}$$

$$A_{1,2} = \frac{\partial f_1}{\partial x_6} = -d_1 \left(1 + T_{10,6} \right)$$

$$A_{1,3} = \frac{\partial f_1}{\partial x_8} = T_{5,8} + 2 \cdot T_{9,8} - d_1 \cdot T_{10,8}$$

$$A_{14} = \frac{\partial f_1}{\partial x_{11}} = 0$$

$$A_{2,1} = \frac{\partial f_2}{\partial X_4} = T_{5,4} + T_{9,4}$$

$$A_{2,2} = \frac{\partial f_2}{\partial X_6} = 1 + 2 \cdot T_{10,6} - d_2 \left(1 + T_{10,6} \right)$$

$$A_{2,3} = \frac{\partial f_2}{\partial X_8} = T_{2,8} + T_{5,8} + T_{7,8} + 2 + T_{9,8} + 2 \cdot T_{10,8} - d_2 \cdot T_{10,8}$$

$$A_{2,4} = \frac{\partial f_2}{\partial X_{11}} = T_{7,11}$$

$$A_{3,1} = \frac{\partial f_3}{\partial X_4} = 0$$

$$A_{3,2} = \frac{\partial f_3}{\partial X_6} = -d_3 \left(1 + T_{10,6} \right)$$

$$A_{3,3} = \frac{\partial f_3}{\partial X_8} = T_{7,8} - d_3 \cdot T_{10,8}$$

$$A_{3,4} = \frac{\partial f_3}{\partial X_{11}} = T_{3,11} + T_{7,11} + 2$$

$$A_{4,1} = \frac{\partial f_4}{\partial X_6} = 1 + T_{10,6} + d_4 \left(1 + T_{10,6} \right)$$

$$A_{4,3} = \frac{\partial f_4}{\partial X_8} = T_{2,8} + T_{5,8} + T_{7,8} + 1 + T_{9,8} + T_{10,8} + d_4 \cdot T_{10,8}$$

$$A_{4,4} = \frac{\partial f_4}{\partial X_{11}} = T_{3,11} + T_{7,11} + 1$$

Les éléments de la matrice $[B]$ sont :

$$B_1 = -f_1 = - \left[x_1 + 2x_4 + x_5 + 2x_9 \right] + d_1 \left[x_6 + x_{10} \right]$$

$$B_2 = -f_2 = - \left[x_2 + x_5 + x_6 + x_7 + 2x_8 + x_9 + 2x_{10} \right] + d_2 \left[x_6 + x_{10} \right]$$

$$B_3 = -f_3 = - \left[x_3 + x_7 + x_{11} \right] + d_3 \left[x_5 + x_{10} \right]$$

$$B_4 = -f_4 = 1 - d_4 \left[x_6 + x_{10} \right] - \sum_{i=1}^{11} x_i$$

d'où on a :

$\frac{\partial f}{\partial X}$	$\frac{\partial f}{\partial X}$	$\frac{\partial f}{\partial X}$	$\frac{\partial f}{\partial X}$	ΔX	$-f$
$\frac{\partial f}{\partial X}$	$\frac{\partial f}{\partial X}$	$\frac{\partial f}{\partial X}$	$\frac{\partial f}{\partial X}$	ΔX	$-f$
$\frac{\partial f}{\partial X}$	$\frac{\partial f}{\partial X}$	$\frac{\partial f}{\partial X}$	$\frac{\partial f}{\partial X}$	ΔX	$-f$
$\frac{\partial f}{\partial X}$	$\frac{\partial f}{\partial X}$	$\frac{\partial f}{\partial X}$	$\frac{\partial f}{\partial X}$	ΔX	$-f$

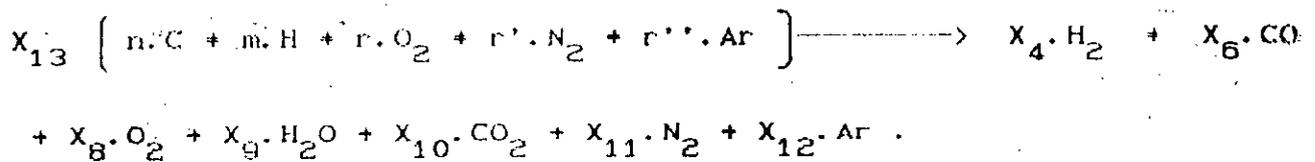
Estimation initiale des fractions molaires .

La méthode Newton Raphson [61], [65] n'est pas self starting Il est donc nécessaire d'avoir une estimation initiale pour pouvoir démarrer l'itération .

Supposons qu'on a seulement les produits de combustion

suivants : H_2 , CO , O_2 , H_2O , CO_2 , N_2 et Ar

L'équation de combustion devient :



De l'équation " 22a " et " 25g " on a :

$$X_6 = \left[\frac{n \cdot X_{13}}{1 + C_{10} \cdot X_8^{1/2}} \right] \quad (11 \ 29-a)$$

De l'équation " 22b " et " 25f " on a :

$$X_4 = \left[\frac{0,5 \cdot m \cdot X_{13}}{1 + C_9 \cdot X_8^{1/2}} \right] \quad (11 \ 29-b)$$

Des équations " 22c " , " 22d " et " 22e " on a :

$$X_{11} = r' \cdot X_{13} \quad \text{et} \quad X_{12} = r'' \cdot X_{13} \quad (11 \ 29-c \ \text{et} \ 29-d)$$

$$X_6 + 2 \cdot X_8 + X_9 + 2 \cdot X_{10} = 2 \cdot r \cdot X_{13} \quad (11 \ 29-e)$$

En substituant X_6 , X_9 et X_{10} dans " 29e " on obtient :

$$\frac{2 \cdot C_{10} \cdot n \cdot X_8^{1/2} + n}{1 + C_{10} \cdot X_8^{1/2}} + \frac{0,5 \cdot C_9 \cdot m \cdot X_8^{1/2}}{1 + C_9 \cdot X_8^{1/2}} + \frac{2 \cdot X_8}{X_{13}} - 2 \cdot r = 0 \quad (11 \ 29-f)$$

On peut alors estimer la valeur de X_{13} à partir de la condition :

$$X_4 + X_6 + \sum_{i=8}^{12} X_i = 1 \quad \left[11 \cdot 29-g \right]$$

Pour $F \leq 1$ on trouve une bonne estimation à partir de :

$$X_{13} = \frac{1}{\left[\frac{m}{4} + r + r' + r'' \right]}$$

Pour $F > 1$ à partir de :

$$X_{13} = \frac{1}{\left[\frac{m}{2} + n + r' + r'' \right]}$$

En substituant X_{13} dans " 29f " on aura une équation à une seule inconnu X_8 .

Pour obtenir les autres inconnues on procède à des substitutions successives dans [11 , " 29a " , " 29b " , " 29c "]

Ces estimations initiales serviront à démarrer la solution en usant des relations [11 , " 28a " , " 28b " , " 28c "]

Enthalpie et énergie interne :

L'enthalpie et l'énergie sont calculées aisément en usant des relations suivantes :

$$1- \quad M = \sum_{i=1} X_i \cdot M_i \quad \text{Poids moléculaire moyen .}$$

$$2- \quad R = R_o / M \quad \text{Constante des gaz parfaits .}$$

$$3- \quad u = \frac{12}{\sum_{i=1}^{12}} X_i \cdot H_i / M \quad \text{Enthalpie du mélange .}$$

$$4- \quad U = H - R \cdot T \quad \text{Énergie interne du mélange .}$$

$$5- \quad \frac{\partial M}{\partial T} = \frac{12}{\sum_{i=1}^{12}} M_i \cdot \frac{\partial X_i}{\partial T}$$

$$6- \quad \frac{\partial R}{\partial T} = - \frac{R \cdot \partial M}{M^2 \partial T} = - \frac{R}{M} \frac{\partial M}{\partial T}$$

$$7- \quad \frac{\partial H}{\partial T} = \frac{1}{M} \left[\sum \left(X_i \frac{d H_i}{d T} + \frac{\partial X_i}{\partial T} \cdot H_i \right) - \frac{\partial M}{\partial T} \cdot H \right]$$

$$8- \quad \frac{\partial U}{\partial T} = \frac{\partial H}{\partial T} - R - \frac{\partial R}{\partial T} \cdot T$$

$$9- \quad \frac{\partial H}{\partial P} = \frac{1}{M} \left[\sum \frac{\partial X_i}{\partial P} \cdot H_i + \frac{\partial M}{\partial P} \cdot H \right]$$

$$10- \quad \frac{\partial U}{\partial P} = \frac{\partial H}{\partial P} - \frac{\partial R}{\partial P} \cdot T$$

$$11- \quad \frac{\partial H}{\partial F} = \frac{1}{M} \left[\sum \frac{\partial X_i}{\partial F} \cdot H_i - \frac{\partial M}{\partial P} \cdot H \right]$$

$$12- \quad \frac{\partial U}{\partial F} = \frac{\partial H}{\partial F} - \frac{\partial R}{\partial F} \cdot T$$

CHAPITRE 12

RESULTATS DE LA SIMULATION

SIMULATION ALLUMAGE COMMANDE

ARBRE FERME RPM1550 RICH0.9 REMP0.3 AV30.

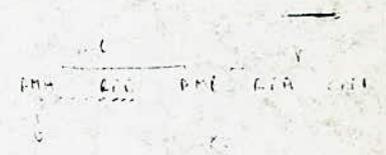
DONNEES GEOMETRIQUES

ALÉSAGE (CM)	7.50
COURSE (CM)	9.40
LONGUEUR DE LA BIELLE (CM)	15.90
RAPPORT VOLUMETRIQUE	9.20
DIAMETRE DE SOUPAPE ADMISSION (CM)	3.50
DIAMETRE DE SOUPAPE ECHAPPEMENT (CM)	3.08
NOMBRE DE SOUPAPES ADMISSION	1.00
NOMBRE DE SOUPAPES ECHAPPEMENT	1.00
SURFACE DE CULASSE (CM2)	27.90
SURFACE DE CHEMISE AJ P.4.H. (CM2)	16.00
SURFACE DE PISTON (CM2)	65.30

Handwritten notes:
 - Conf. imperméable
 - 49 10 110

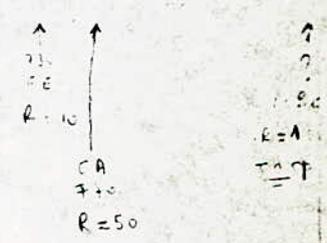
CALAGE DE LA DISTRIBUTION

ANGLE OUVERTURE ADMISSION (DEGRE VILEBREQUIN)	770.
ANGLE FERMETURE ADMISSION (DEGRE VILEBREQUIN)	1020.
ANGLE OUVERTURE ECHAPPEMENT (DEGRE VILEBREQUIN)	430.
ANGLE FERMETURE ECHAPPEMENT (DEGRE VILEBREQUIN)	730.



CONDITIONS OPERATOIRES

REGIME DE ROTATION (TR/MN)	1550.
RICHESSE DU MELANGE CARBURE	.900
REMPLISSAGE EN AIR IMPOSE	.300
PRESSION ABSOLUE CHAP. ADM. IMPOSEE (KG/CM2)	1.000
TEMPERATURE CHAPELLE ADMISSION (DEGRE K)	303.
PRESSION ABSOLUE CHAPELLE ECHAPPEMENT (KG/CM2)	1.015
TEMPERATURE EAU REFROIDISSEMENT (DEGRE K)	353.



RESISTANCES THERMIQUES DONNEES

SOUPAPE ADMISSION (DEGRE K . SECONDE / CAL)	.5000
SOUPAPE ECHAPPEMENT (DEGRE K . SECONDE / CAL)	11.2400
CULASSE (DEGRE K . SECONDE / CAL)	.4510
CHEMISE (DEGRE K . SECONDE / CAL)	.1370
PISTON (DEGRE K . SECONDE / CAL)	.3010

.1100E+03 .3240E-02 .2800E+01 .5180E+01

ADMISSION RAPPORT CULBUTERIE ANAPI = 1.000
 ECHAPPEMENT RAPPORT CULBUTERIE ERAP = 1.000

LOIS DE LEVEE DE CAMES

ADMISSION	ANGLE	LEVEE(CMD)	ECHAPPEMENT	ANGLE	LEVEE(CMD)
	770.	0.000		460.	0.000
	780.	.020		470.	.032
	790.	.074		480.	.035
	800.	.157		490.	.100
	810.	.275		500.	.163
	820.	.387		510.	.299
	830.	.487		520.	.409
	840.	.592		530.	.514
	850.	.678		540.	.609
	860.	.752		550.	.692
	870.	.814		560.	.756
	880.	.857		570.	.810
	890.	.883		580.	.846
	900.	.890		590.	.851
	910.	.879		600.	.857
	920.	.843		610.	.830
	930.	.791		620.	.783
	940.	.722		630.	.721
	950.	.638		640.	.648
	960.	.544		650.	.559
	970.	.445		660.	.455
	980.	.338		670.	.356
	990.	.218		680.	.246
	1000.	.115		690.	.141
	1010.	.050		700.	.060
	1020.	.017		710.	.015
	1030.	0.000		720.	0.000
	1040.	0.000		730.	0.000

DEFICIENCES DE DEBIT

SOUPAPE D ADMISSION

LEVEE/ /DIAMETRE	COEF. DE DEBIT
0.000	.600
.040	.733
.080	.579
.120	.572
.160	.529
.200	.556
.240	.453
.280	.435

SOUPAPE D ECHAPPEMENT

LEVEE/ /DIAMETRE	COEF. DE DEBIT
0.000	.630
.040	.518
.080	.674
.120	.552
.160	.677
.200	.525
.240	.565
.280	.510

CONTROLES DE CALCUL

ANGLE DE DEBUT DE CALCUL (350° = P.P.M.) 300.00
 ANGLE DE FIN DE CALCUL 1020.00
 PAS DE CALCUL (DEGRE VILEPREUJIN) 1.0
 PRECISION RELATIVE SUR LE CALCUL ITERATIF .010
 NOMBRE D ITERATIONS MAXIMUM AVANT COUPURE DE PAS 60

ILCIC= (4)

ILCIC=1 HLC,CASO IMPOSEE
ILCIC=2 HLC,CASO CALCULEE
ILCIC=3 FORMULE DE VAN TIGGELEN
ILCIC=4 FORMULE GLOBALE

PARAMETRES DE LA COMBUSTION

(LIII DE WIEBE AVEC FIN DE COMBUSTION LINEAIRE)

VITESSE MAXIMALE DE COMBUSTION (1 / DEG.V) *****
ANGLE DE DEBUT DE COMBUSTION (DEG V) 330.05
ANGLE DE 50 P. CENT BRULE *****
ANGLE DE DEBUT DE COMBUSTION LINEAIRE *****
ANGLE DE FIN DE COMBUSTION 459.00

COEFFICIENT M I E B E 1 2.5125
COEFFICIENT M I E B E 2 1.00
COEFFICIENT M I E B E 3 .0286
COEFFICIENT M I E B E 4 .9791

FRACTION TOTALE BRULEE .9950

DONNEES COMBUSTIBLE

NOMBRE D ATOMES DE CARBONE 7.00
NOMBRE D ATOMES D HYDROGENE 14.00
NOMBRE D ATOMES D OXYGENE 0.00
NOMBRE D ATOMES D AZOTE 0.00
MASSE MOLAIRE DU COMBUSTIBLE (G) 98.
POUVOIR CALORIFIQUE INF. DU COMBUSTIBLE (CAL/G) 10250.
CHALEUR DE VAPORISATION (CAL/G) 73.0.
RAPPORT AIR/CHARBONANT STOECHIMETRIQUE 14.78

OUTS A

CA	PA	VA	TA	WFR 1	WA	HLC	CASO
300.0	1.423	160.86	518.2	.6514E-01	.1556E+00	*****	*****
IMIXNEW	PMIXNEW	UAVMEL	UMIX	.1561805E+04	.2492843E+01	-.2742461E+03	-.2728498E+03
IMIXNEW	PMIXNEW	UAVMEL	UMIX	.1561778E+04	.2492798E+01	-.2742461E+03	-.2742392E+03
300.0	1.423	160.86	518.2	.6814E-01	.1566E+00	*****	*****
IMIXNEW	PMIXNEW	UAVMEL	UMIX	.1552209E+04	.2451851E+01	-.2767315E+03	-.2779940E+03
IMIXNEW	PMIXNEW	UAVMEL	UMIX	.1562193E+04	.2451821E+01	-.2767315E+03	-.2787271E+03
300.0	1.310	160.86	512.5	.5093E-01	.1537E+00	*****	*****
IMIXNEW	PMIXNEW	UAVMEL	UMIX	.1563224E+04	.2416878E+01	-.2790851E+03	-.2777400E+03
IMIXNEW	PMIXNEW	UAVMEL	UMIX	.1563210E+04	.2418854E+01	-.2790851E+03	-.2790816E+03
300.0	1.517	160.86	517.0	.1240E+00	.1659E+00	*****	*****
IMIXNEW	PMIXNEW	UAVMEL	UMIX	.1571375E+04	.2638804E+01	-.2693064E+03	-.2640927E+03
IMIXNEW	PMIXNEW	UAVMEL	UMIX	.1571256E+04	.2638594E+01	-.2693064E+03	-.2692757E+03
300.0	1.514	160.86	517.1	.1209E+00	.1666E+00	*****	*****

INIST

CA	P	V	T	WFR	WA	DNA	DKE	SHJ
300.00	1.51	150.9	517.1	.167	0.	0.	0.	0.
310.00	2.01	129.5	552.0	.167	0.	0.	0.	0.

TEMPERATURES CALCULEES

TEMPERATURE DE SOUPAPE D ADMISSION (DEGRE K)	367.
TEMPERATURE DE SOUPAPE D ECHAPPEMENT (DEGRE K)	490.
TEMPERATURE DE CULASSE (DEGRE K)	362.
TEMPERATURE DE CHEMISE (DEGRE K)	389.
TEMPERATURE DE PISTON (DEGRE K)	420.

CYL,SNP,SDME .3810625E+03 -.2423987E+02 -.1453921E+00

36.50
127.83
23.6

BILANS DU CALCUL

CHALEUR DEDEE AUX PAROIS (CAL/CYCLE)	-24.91
TRAVAIL DES FORCES DE PRESSION (CAL/CYCLE)	-24.24
CHALEUR SENSIBLE ECHAPPEMENT (CAL/CYCLE)	-34.59
VARIATION D ENTHALPIE (CAL/CYCLE)	48.83
ENERGIE INTRODUITE (SHJ-CHALECH) (CAL/CYCLE)	83.42
BILAN PREMIER PRINCIPE GENERALISE :	-1.17
INTEGRALE DES PAS D INTEGRATION (720 DEG)	720.00
CHAL.SENS.ECHT./200 DEG.C (CAL/CYCLE)	-28.21
CHAL.SENS.ECHT./300 DEG.C (CAL/CYCLE)	-24.34
CHAL.SENS.ECHT./400 DEG.C (CAL/CYCLE)	-20.37
CHAL.SENS.ECHT./500 DEG.C (CAL/CYCLE)	-16.29
CHAL.SENS.ECHT./600 DEG.C (CAL/CYCLE)	-12.10
MASSE TOTALE ENFERMEE DANS LE CYLINDRE (G)	.167
FRACTION DE MASSE D AIR	.825
FRACTION DE MASSE DE COMBUSTIBLE VAPEUR	.050
FRACTION DE MASSE DE GAZ RESIDUELS	.124

RESULTATS DE LA SIMULATION

GEOM	CHALEUR INTRODUITE (CAL/CYCLE)	85.81
HATA	ENTHALPIE ADMISSION A TA (CAL/CYCLE)	5.83
HETA	ENTHALPIE ECHAPPEMENT A TA (CAL/CYCLE)	77.57
E 12	ENERGIE INTRODUITE (HETA-HATA) (CAL/CYCLE)	63.40
PMI	PRESSION MOYENNE INDIQUEE (KG/CM2)	2.72
PMI	PMI. ECHP-EXP (KG/CM2)	3.35
PMI	PMI. EXH-INT (KG/CM2)	-0.555
	RENDEMENT INDIQUE (O/O)	29.07
	CONSUMATION SPECIFIQUE INDIQUEE (GR/CH.H)	219.60
	CHALEUR DEDEE AUX PAROIS (O/O)	29.86
	TEMPERATURE ECHAPPEMENT (O. CELSIUS)	877.
	REPLISSAGE EN AIR CALCULE	*****
	PRESSION D ADMISSION CALCULEE (KG/CM2)	.4135
	PRESSION MAXIMALE DES GAZ (KG/CM2)	13.6
	TEMPERATURE MAXIMALE DES GAZ FRAIS (DEGRE K)	1570.
	TEMPERATURE MAXIMALE DES GAZ BRULES (DEGRE K)	2381.6

ILCIC= (6)

ILCIC=1 HLC,CASO IMPROSES
ILCIC=2 HLC,CASO CALCULES
ILCIC=3 FORMULE DE VAN TIGGELEN
ILCIC=4 FORMULE GLOBALE

PARAMETRES DE LA COMBUSTION

(CLOI DE MIEBE AVEC FIN DE COMBUSTION LINEAIRE)

VITESSE MAXIMALE DE COMBUSTION (1 / DEG.V) *****
ANGLE DE DEBUT DE COMBUSTION (DEG V) 330.05
ANGLE DE 50 P. CENT BRULE *****
ANGLE DE DEBUT DE COMBUSTION LINEAIRE *****
ANGLE DE FIN DE COMBUSTION 459.00

COEFFICIENT MIEBE 1 2.5126
COEFFICIENT MIEBE 2 1.00
COEFFICIENT MIEBE 3 .0286
COEFFICIENT MIEBE 4 .9791

FRACTION TOTALE BRULEE .9950

DONNEES COMBUSTIBLE

NOMBRE D ATOMES DE CARBONE 7.00
NOMBRE D ATOMES D HYDROGENE 14.00
NOMBRE D ATOMES D OXYGENE 0.00
NOMBRE D ATOMES D AZOTE 0.00
MASSE MOLAIRE DU COMBUSTIBLE (G) 98.
POUVOIR CALORIFIQUE INF. DU COMBUSTIBLE (CAL/G) 10250.
CHALEUR DE VAPORISATION (CAL/G) 73.0
RAPPORT AIR/COMBURANT STOICHIOMETRIQUE 14.78

OUTS A

CA p_a V_a T_a WFR 1 WΔ
300.0 1.423 160.86 518.2 .6514E-01 .1556E+00 HLC=***** CASO=*****
IMIXNEV PMIXNEV UAYMEL UMIX .1581805E+04 .2492843E+01 -.2742461E+03 -.2728498E+03
IMIXNEV PMIXNEV UAYMEL UMIX .1581778E+04 .2492798E+01 -.2742461E+03 -.2742392E+03
300.0 1.423 160.86 518.2 .6814E-01 .1566E+00 HLC=***** CASO=*****
IMIXNEV PMIXNEV UAYMEL UMIX .1552205E+04 .2451851E+01 -.2767315E+03 -.2770940E+03
IMIXNEV PMIXNEV UAYMEL UMIX .1552191E+04 .2451821E+01 -.2767315E+03 -.2787271E+03
300.0 1.380 160.86 512.5 .5093E-01 .1537E+00 HLC=***** CASO=*****
IMIXNEV PMIXNEV UAYMEL UMIX .1563224E+04 .2416878E+01 -.2790851E+03 -.2777600E+03
IMIXNEV PMIXNEV UAYMEL UMIX .1563210E+04 .2418854E+01 -.2790851E+03 -.2790816E+03
300.0 1.517 160.86 517.0 .1203E+00 .1659E+00 HLC=***** CASO=*****
IMIXNEV PMIXNEV UAYMEL UMIX .1571375E+04 .2638804E+01 -.2693064E+03 -.2640927E+03
IMIXNEV PMIXNEV UAYMEL UMIX .1571256E+04 .2638854E+01 -.2693064E+03 -.2692757E+03
300.0 1.514 160.86 517.1 .1209E+00 .1686E+00 HLC=***** CASO=*****

INST

CAI P V T WFR 1 WΔ DVAI DKE SHJ
300.00 1.51 150.9 517.1 .157 0. 0. 0.
310.00 2.01 129.5 553.0 .167 0. 0. 0.
320.00 2.51 108.1 589.0 .177 0. 0. 0.

31.00	4.20	70.2	.1	547.3	222.07	.116E-04	.000	-.183E+00	.0	.477E+01
32.00	4.13	74.2	.1	552.3	223.55	.4403E-04	.000	-.195E+00	-.267E-04	.492E+01
33.00	4.28	72.7	.1	557.3	224.40	.7950E-04	.000	-.203E+00	-.053E-04	.516E+01
34.00	4.42	70.5	.1	562.2	225.22	.9893E-04	.000	-.211E+00	-.112E-03	.533E+01
35.00	4.57	68.7	.1	567.2	225.91	.1229E-03	.001	-.219E+00	-.171E-03	.552E+01
36.00	4.72	57.0	.2	572.1	225.33	.1525E-03	.001	-.226E+00	-.247E-03	.571E+01
37.00	4.88	55.7	.2	577.0	227.59	.1891E-03	.001	-.237E+00	-.343E-03	.589E+01
38.00	5.04	53.6	.2	581.5	227.60	.2346E-03	.001	-.247E+00	-.465E-03	.605E+01
39.00	5.21	52.1	.2	585.7	226.07	.2910E-03	.001	-.257E+00	-.619E-03	.626E+01
40.00	5.37	50.4	.3	589.5	226.00	.3618E-03	.002	-.267E+00	-.815E-03	.644E+01
41.00	5.54	59.1	.4	593.2	225.07	.4477E-03	.002	-.278E+00	-.1105E-02	.652E+01
42.00	5.71	57.7	.5	597.5	2292.7	.5520E-03	.003	-.289E+00	-.133E-02	.657E+01
43.00	5.88	56.2	.6	603.4	2256.3	.6756E-03	.003	-.309E+00	-.177E-02	.695E+01
44.00	5.06	55.0	.7	609.9	2295.7	.8105E-03	.004	-.312E+00	-.227E-02	.713E+01
45.00	5.23	53.8	.8	614.3	2303.0	.9609E-03	.005	-.312E+00	-.289E-02	.729E+01
46.00	5.41	52.6	1.0	618.6	2306.2	.1143E-02	.005	-.337E+00	-.367E-02	.744E+01
47.00	5.56	51.4	1.2	622.7	2307.2	.1384E-02	.007	-.350E+00	-.462E-02	.759E+01
48.00	5.76	50.3	1.5	625.9	2312.0	.1685E-02	.009	-.363E+00	-.583E-02	.773E+01
49.00	5.94	49.2	1.7	630.9	2314.7	.2066E-02	.011	-.377E+00	-.725E-02	.785E+01
50.00	7.12	46.1	2.1	634.9	2317.3	.2538E-02	.013	-.391E+00	-.905E-02	.799E+01
51.00	7.30	47.0	2.4	638.6	2319.8	.3113E-02	.016	-.405E+00	-.113E-01	.811E+01
52.00	7.48	45.9	2.8	642.8	2322.2	.3799E-02	.019	-.420E+00	-.141E-01	.821E+01
53.00	7.58	44.8	3.2	645.8	2325.0	.4596E-02	.023	-.435E+00	-.176E-01	.831E+01
54.00	7.85	43.7	4.1	650.8	2327.8	.5539E-02	.028	-.450E+00	-.220E-01	.840E+01
55.00	8.05	42.5	4.9	653.0	2330.9	.6631E-02	.034	-.465E+00	-.276E-01	.847E+01
56.00	8.31	41.3	5.7	655.3	2334.2	.7869E-02	.042	-.481E+00	-.345E-01	.854E+01
57.00	8.54	40.1	6.7	657.2	2337.9	.9110E-02	.050	-.496E+00	-.431E-01	.859E+01
58.00	8.74	38.8	7.6	659.3	2341.6	.1025E-01	.060	-.512E+00	-.538E-01	.862E+01
59.00	9.03	37.5	9.0	672.8	2345.5	.1131E-01	.071	-.528E+00	-.671E-01	.865E+01
60.00	9.21	36.2	10.2	677.8	2347.3	.1254E-01	.083	-.544E+00	-.832E-01	.865E+01
61.00	9.54	34.9	11.6	681.9	2353.2	.1388E-01	.096	-.559E+00	-.103E+00	.865E+01
62.00	9.81	33.6	13.0	685.4	2357.0	.1521E-01	.110	-.577E+00	-.127E+00	.862E+01
63.00	10.06	32.3	14.5	690.8	2360.6	.1656E-01	.126	-.596E+00	-.156E+00	.858E+01
64.00	10.36	31.0	16.1	695.4	2364.0	.1783E-01	.143	-.615E+00	-.191E+00	.852E+01
65.00	10.53	29.7	17.7	699.4	2357.2	.1918E-01	.162	-.633E+00	-.233E+00	.844E+01
66.00	10.71	28.4	19.4	703.6	2370.1	.2065E-01	.182	-.652E+00	-.282E+00	.835E+01
67.00	11.11	27.1	21.1	807.7	2372.8	.2206E-01	.203	-.670E+00	-.340E+00	.821E+01
68.00	11.46	25.8	23.0	911.7	2375.2	.2345E-01	.226	-.687E+00	-.407E+00	.807E+01
69.00	11.72	24.6	24.5	815.6	2377.2	.2473E-01	.250	-.704E+00	-.486E+00	.790E+01
70.00	11.99	23.3	26.8	819.1	2379.0	.2604E-01	.275	-.720E+00	-.572E+00	.771E+01
71.00	12.25	22.1	28.1	823.5	2380.4	.2718E-01	.302	-.735E+00	-.671E+00	.749E+01
72.00	12.49	20.9	30.0	823.0	2381.3	.2805E-01	.330	-.750E+00	-.783E+00	.725E+01
73.00	12.71	19.7	32.4	823.5	2361.6	.2860E-01	.358	-.765E+00	-.907E+00	.693E+01
74.00	12.92	18.6	35.0	831.1	2361.4	.2930E-01	.387	-.778E+00	-.103E+01	.659E+01
75.00	13.16	17.5	37.2	833.2	2360.5	.2963E-01	.417	-.791E+00	-.119E+01	.637E+01
76.00	13.25	16.4	38.5	834.3	2379.1	.2982E-01	.445	-.803E+00	-.135E+01	.603E+01
77.00	13.38	15.4	41.1	835.3	2377.0	.2987E-01	.475	-.814E+00	-.153E+01	.566E+01
78.00	13.48	14.5	43.7	837.3	2274.3	.2976E-01	.506	-.825E+00	-.172E+01	.520E+01
79.00	13.55	13.5	46.6	837.9	2271.0	.2939E-01	.536	-.835E+00	-.192E+01	.480E+01
80.00	13.59	12.6	48.2	825.0	2257.0	.2875E-01	.565	-.844E+00	-.213E+01	.440E+01
81.00	13.60	11.8	50.4	837.8	2352.4	.2809E-01	.593	-.852E+00	-.235E+01	.394E+01
82.00	13.50	11.0	52.5	837.1	2357.1	.2726E-01	.621	-.860E+00	-.258E+01	.346E+01
83.00	13.53	10.3	55.2	435.0	2451.2	.2628E-01	.648	-.867E+00	-.281E+01	.295E+01
84.00	13.45	9.5	57.6	831.5	2344.7	.2506E-01	.674	-.873E+00	-.305E+01	.244E+01
85.00	13.34	8.9	59.5	832.7	2337.5	.2360E-01	.698	-.879E+00	-.330E+01	.190E+01
86.00	13.21	8.3	62.2	830.5	2327.7	.2248E-01	.721	-.884E+00	-.355E+01	.135E+01
87.00	13.05	7.7	64.1	827.0	2321.2	.2101E-01	.743	-.889E+00	-.381E+01	.78E+00

376.00	10.84	4.2	87.2	752.2	2221.4	9154E-02	9665	-915E+00	-562E+01	-40JE
387.00	10.86	4.2	89.6	767.2	2226.1	9161E-02	9377	-915E+00	-505E+01	-451E
398.00	10.82	4.0	92.5	767.2	2194.7	9399E-02	9621	-917E+00	-628E+01	-521E
399.00	10.84	3.9	95.1	777.1	2151.2	9779E-02	9628	-918E+00	-651E+01	-581E
400.00	9.77	3.7	97.2	777.2	2167.7	9239E-02	9895	-920E+00	-672E+01	-641E
401.00	9.50	3.6	100.0	765.9	2154.2	9749E-02	9601	-921E+00	-693E+01	-700E
402.00	9.24	3.4	103.3	751.8	2140.8	9290E-02	9605	-922E+00	-714E+01	-759E
403.00	8.99	3.2	106.1	735.7	2127.3	9876E-02	9511	-924E+00	-734E+01	-817E
404.00	8.74	3.0	109.0	751.7	2113.9	9476E-02	9516	-925E+00	-753E+01	-874E
405.00	8.50	3.1	111.1	745.6	2100.5	9101E-02	9520	-926E+00	-772E+01	-931E
406.00	8.26	3.1	114.7	741.5	2087.2	9377E-02	9524	-927E+00	-791E+01	-987E
407.00	8.03	3.0	117.7	735.7	2074.0	9499E-02	9528	-927E+00	-809E+01	-104E
408.00	7.81	2.9	120.6	731.3	2060.9	9266E-02	9531	-928E+00	-825E+01	-110E
409.00	7.60	2.8	123.7	726.9	2048.0	9003E-02	9534	-929E+00	-843E+01	-115E
410.00	7.39	2.8	126.7	722.1	2035.2	9879E-02	9537	-930E+00	-859E+01	-120E
411.00	7.19	2.7	129.6	717.4	2022.5	9713E-02	9540	-930E+00	-875E+01	-125E
412.00	7.0	2.6	132.5	712.7	2010.0	9262E-02	9543	-931E+00	-890E+01	-131E
413.00	6.81	2.6	136.0	707.1	1997.7	9420E-02	9545	-931E+00	-905E+01	-136E
414.00	6.62	2.5	139.2	703.0	1985.5	9266E-02	9548	-932E+00	-920E+01	-141E
415.00	6.46	2.4	142.4	699.1	1973.5	9156E-02	9550	-932E+00	-934E+01	-145E
416.00	6.32	2.4	145.4	695.7	1961.7	9037E-02	9552	-933E+00	-948E+01	-150E
417.00	6.18	2.3	148.8	693.3	1950.0	9123E-02	9554	-933E+00	-962E+01	-155E
418.00	6.07	2.3	152.1	691.0	1938.4	9815E-02	9556	-934E+00	-975E+01	-160E
419.00	5.92	2.2	155.4	689.0	1927.1	9714E-02	9558	-934E+00	-988E+01	-164E
420.00	5.78	2.2	158.7	687.7	1915.9	9619E-02	9559	-934E+00	-998E+01	-169E
421.00	5.64	2.2	162.0	686.6	1904.8	9524E-02	9561	-935E+00	-101E+02	-173E
422.00	5.40	2.1	165.3	685.5	1894.0	9444E-02	9562	-935E+00	-102E+02	-177E
423.00	5.27	2.1	168.7	685.6	1883.2	9357E-02	9564	-935E+00	-104E+02	-182E
424.00	5.14	2.0	172.1	686.7	1872.7	9276E-02	9565	-936E+00	-105E+02	-186E
425.00	5.02	2.0	175.4	687.9	1862.3	9201E-02	9565	-936E+00	-106E+02	-190E
426.00	4.91	2.0	178.8	689.1	1852.1	9139E-02	9567	-936E+00	-107E+02	-194E
427.00	4.79	2.0	182.2	690.4	1842.0	9080E-02	9569	-936E+00	-108E+02	-198E
428.00	4.66	1.9	185.7	691.8	1832.1	9026E-02	9570	-937E+00	-109E+02	-202E
429.00	4.56	1.9	189.1	693.3	1822.4	8973E-03	9571	-937E+00	-110E+02	-205E
430.00	4.48	1.9	192.6	694.8	1812.8	8915E-03	9572	-937E+00	-111E+02	-209E
431.00	4.38	1.8	196.0	696.3	1803.4	8872E-03	9572	-937E+00	-112E+02	-213E
432.00	4.29	1.8	199.5	697.9	1794.1	8835E-03	9573	-937E+00	-113E+02	-215E
433.00	4.19	1.8	202.9	699.5	1785.0	8791E-03	9574	-937E+00	-114E+02	-220E
434.00	4.11	1.7	206.4	699.5	1776.0	8750E-03	9575	-937E+00	-115E+02	-223E
435.00	4.02	1.7	209.8	699.1	1767.2	8713E-03	9576	-938E+00	-115E+02	-225E
436.00	3.94	1.7	213.3	699.0	1758.5	8679E-03	9576	-938E+00	-117E+02	-230E
437.00	3.86	1.7	216.8	698.9	1750.0	8643E-03	9577	-938E+00	-117E+02	-233E
438.00	3.78	1.7	220.2	698.6	1741.6	8613E-03	9578	-938E+00	-118E+02	-236E
439.00	3.71	1.6	223.7	698.3	1733.3	8581E-03	9578	-938E+00	-119E+02	-239E
440.00	3.64	1.6	227.1	697.9	1725.2	8550E-03	9579	-938E+00	-120E+02	-242E
441.00	3.57	1.6	230.6	697.4	1717.3	8523E-03	9579	-939E+00	-121E+02	-245E
442.00	3.50	1.6	234.0	696.8	1709.4	8501E-03	9580	-939E+00	-122E+02	-248E
443.00	3.44	1.6	237.4	696.3	1701.8	8480E-03	9580	-939E+00	-122E+02	-251E
444.00	3.38	1.6	240.8	695.8	1694.2	8461E-03	9581	-939E+00	-123E+02	-254E
445.00	3.32	1.6	244.2	695.3	1686.8	8443E-03	9581	-939E+00	-123E+02	-258E
446.00	3.26	1.6	247.7	694.8	1679.5	8426E-03	9582	-939E+00	-124E+02	-259E
447.00	3.20	1.5	251.1	694.3	1672.3	8409E-03	9582	-939E+00	-125E+02	-262E
448.00	3.15	1.5	254.4	693.8	1665.2	8392E-03	9583	-939E+00	-125E+02	-266E
449.00	3.09	1.5	257.8	693.4	1658.3	8375E-03	9583	-939E+00	-127E+02	-267E
450.00	3.04	1.5	261.1	693.0	1651.3	8358E-03	9583	-939E+00	-128E+02	-271E
451.00	2.99	1.5	264.4	692.6	1644.4	8342E-03	9583	-940E+00	-129E+02	-276E

487.00 1.71 1.9 288.0 300.0 1000.0 -0.5000E-03 9902 -0.940E+00 ..
 488.00 2.67 1.9 288.7 300.0 1500.0 -0.7295E-03 9981 -0.940E+00 ..
 MIXNEW MIXNEW UAYMEL UNIX +15702631+04 +2030841E+01 -0.2699267E+03 -0.2648928E+03
 MIXNEW MIXNEW UAYMEL UNIX +15701531+04 +2030045E+01 -0.2699267E+03 -0.2698983E+03

DAI	F	V	T	R	DMA	DPE	SHJ	SD
460.00	2.59	294.9	1550.8	.167	0.	0.	0.	-0.141F+02
470.00	2.27	324.7	1508.5	.167	0.	.247E-04	-0.351E-01	-0.152E+02
480.00	2.00	351.4	1450.1	.165	0.	.408E-03	.333E+00	-0.161E+02
490.00	1.71	374.4	1385.2	.157	0.	.110E-02	.193F+01	-0.166E+02
500.00	1.42	393.4	1320.9	.144	0.	.152E-02	.495E+01	-0.175E+02
510.00	1.14	408.3	1245.0	.127	0.	.156E-02	.940E+01	-0.180E+02
520.00	1.00	419.0	1199.5	.119	0.	0.	.114E+02	-0.185E+02
530.00	.97	425.4	1175.5	.119	0.	0.	.114E+02	-0.186E+02
540.00	.95	427.5	1163.2	.119	0.	0.	.114E+02	-0.193E+02
550.00	.95	425.4	1150.5	.119	0.	0.	.114E+02	-0.197E+02
560.00	.95	419.0	1141.4	.119	0.	0.	.114E+02	-0.202F+02
570.00	.97	408.3	1135.9	.119	0.	0.	.114E+02	-0.205E+02
580.00	1.01	393.4	1125.1	.115	0.	0.	.114E+02	-0.209E+02
590.00	1.02	374.4	1125.1	.115	0.	.513E-03	.127E+02	-0.213E+02
600.00	1.02	351.4	1114.5	.109	0.	.551E-03	.145E+02	-0.217E+02
610.00	1.02	324.7	1104.0	.102	0.	.774E-03	.167E+02	-0.221E+02
620.00	1.02	294.9	1093.4	.094	0.	.882E-03	.193E+02	-0.224E+02
630.00	1.02	262.6	1082.7	.085	0.	.969E-03	.222E+02	-0.227E+02
640.00	1.02	228.8	1071.6	.075	0.	.102E-02	.254E+02	-0.230E+02
650.00	1.03	194.4	1060.0	.064	0.	.104E-02	.287E+02	-0.232E+02
660.00	1.03	160.7	1048.0	.054	0.	.101E-02	.321E+02	-0.235E+02
670.00	1.04	129.5	1035.2	.044	0.	.930E-03	.353E+02	-0.237E+02
680.00	1.05	101.5	1023.3	.035	0.	.805E-03	.382E+02	-0.235E+02
690.00	1.08	78.3	1012.5	.028	0.	.596E-03	.405E+02	-0.240E+02
700.00	1.15	50.9	1007.8	.024	0.	.341E-03	.421E+02	-0.242E+02
710.00	1.27	50.1	1007.3	.021	0.	.109E-03	.429E+02	-0.243E+02
720.00	1.32	46.5	991.8	.021	0.	0.	.430E+02	-0.245E+02
730.00	1.37	50.1	941.6	.021	0.	0.	.430E+02	-0.243E+02
740.00	.89	50.9	875.2	.021	0.	0.	.430E+02	-0.247E+02
750.00	.54	78.3	801.9	.021	0.	0.	.430E+02	-0.247E+02
760.00	.45	101.5	732.0	.021	0.	0.	.430E+02	-0.247E+02
770.00	.32	129.5	571.7	.021	0.	0.	.430E+02	-0.248E+02
780.00	.24	150.9	510.4	.022	0.	.159E-03	.430E+02	-0.248E+02
790.00	.21	194.4	539.4	.026	0.	.679E-03	.432E+02	-0.243F+02
800.00	.22	228.8	477.2	.036	0.	.130E-02	.436E+02	-0.246E+02
810.00	.25	262.6	425.8	.053	0.	.213E-02	.443E+02	-0.243F+02
820.00	.31	294.9	412.4	.077	0.	.263E-02	.452E+02	-0.243E+02
830.00	.36	324.7	399.4	.104	0.	.250E-02	.403E+02	-0.246E+02
840.00	.40	351.4	391.1	.125	0.	.177E-02	.472E+02	-0.248E+02
850.00	.41	374.4	384.9	.140	0.	.115E-02	.477E+02	-0.246E+02
860.00	.41	393.4	380.4	.150	0.	.377E-03	.461E+02	-0.248F+02
870.00	.41	408.3	377.3	.158	0.	.553E-03	.464E+02	-0.246F+02
880.00	.41	419.0	375.4	.163	0.	.432E-03	.467E+02	-0.248E+02
890.00	.41	425.4	374.4	.165	0.	.231E-03	.468E+02	-0.243E+02
900.00	.41	427.5	374.3	.167	0.	0.	.468E+02	-0.246E+02
910.00	.42	425.4	375.3	.167	0.	0.	.468E+02	-0.243E+02
920.00	.43	419.0	377.5	.167	0.	0.	.468E+02	-0.246E+02
930.00	.44	408.3	381.3	.167	0.	0.	.468E+02	-0.243E+02
940.00	.46	393.4	386.4	.167	0.	0.	.468E+02	-0.246E+02
950.00	.50	374.4	393.1	.167	0.	0.	.468E+02	-0.247E+02
960.00	.54	351.4	401.7	.167	0.	0.	.488E+02	-0.247E+02
970.00	.60	324.7	412.4	.167	0.	0.	.408E+02	-0.247E+02
980.00	.68	294.9	425.7	.167	0.	0.	.488E+02	-0.243E+02
990.00	.79	262.6	441.9	.167	0.	0.	.468E+02	-0.248E+02
1000.00	.95	228.8	461.7	.167	0.	0.	.468E+02	-0.248E+02

Quatrième Partie

CONFRONTATION DES RESULTATS

Quatrième Partie

CONFRONTATION DES RESULTATS

CHAPITRE 13

COMPARAISON

Influence de MLC sur la PML

num	N (1/min)	Ramp	F
1	3000	0.6	1.0
2	3000	0.6	1.0
3	3000	0.6	1.0
4	3000	0.6	0.8
5	3000	0.6	1.2
6	2000	0.6	1.0
7	4000	0.6	1.0

Eps = 6.358
CASO = 1.30 VV
TA = 25 °C

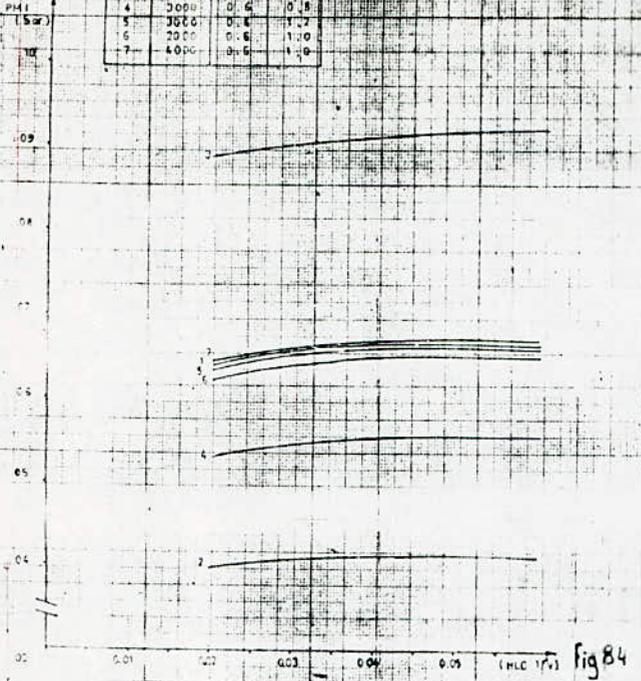


Fig 84

Influence de la vitesse sur le rendement PML

num	N (1/min)	Ramp	F
1	3000	0.6	1.0
2	3000	0.6	1.0
3	3000	0.6	1.0
4	3000	0.6	1.0
5	4000	0.6	1.0

Eps = 6.358
CASO = 1.30 VV
TA = 25 °C

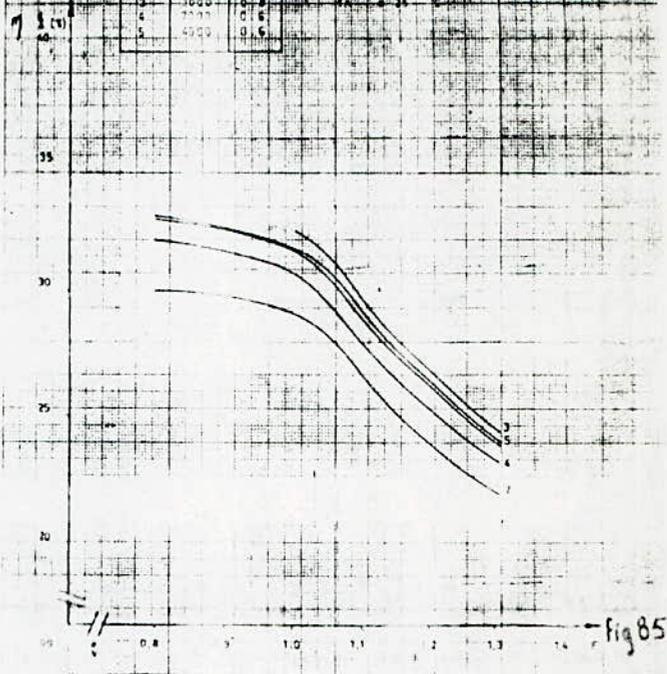


Fig 85

Influence de CASO sur la PML

num	N (1/min)	Ramp	F
1	3000	0.6	1.0
2	3000	0.6	1.0
3	3000	0.6	1.0
4	3000	0.6	0.8
5	3000	0.6	1.2
6	2000	0.6	1.0
7	4000	0.6	1.0

Eps = 6.358
MLC = 0.01 VV
TA = 25 °C

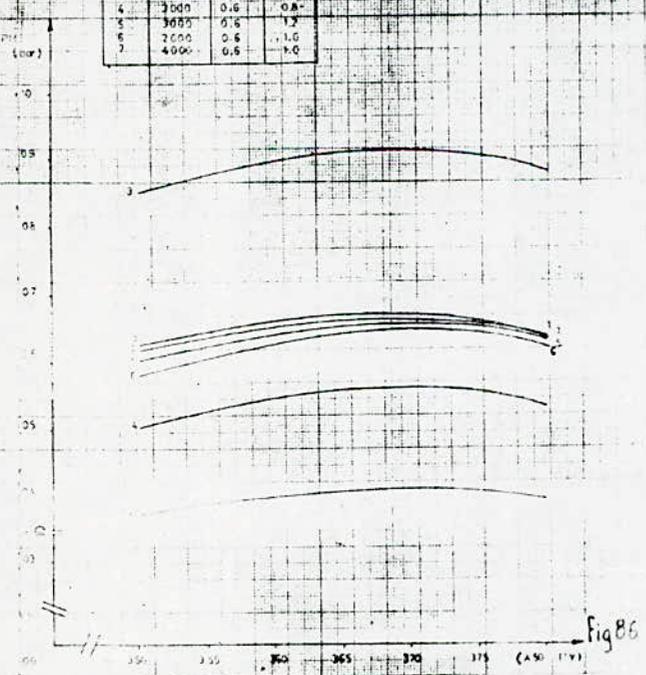


Fig 86

Influence de CASO sur le rendement PML

num	N (1/min)	Ramp	F
1	3000	0.6	1.0
2	3000	0.6	1.0
3	3000	0.6	1.0
4	3000	0.6	0.8
5	3000	0.6	1.2
6	2000	0.6	1.0
7	4000	0.6	1.0

Eps = 6.358
MLC = 0.01 VV
TA = 25 °C

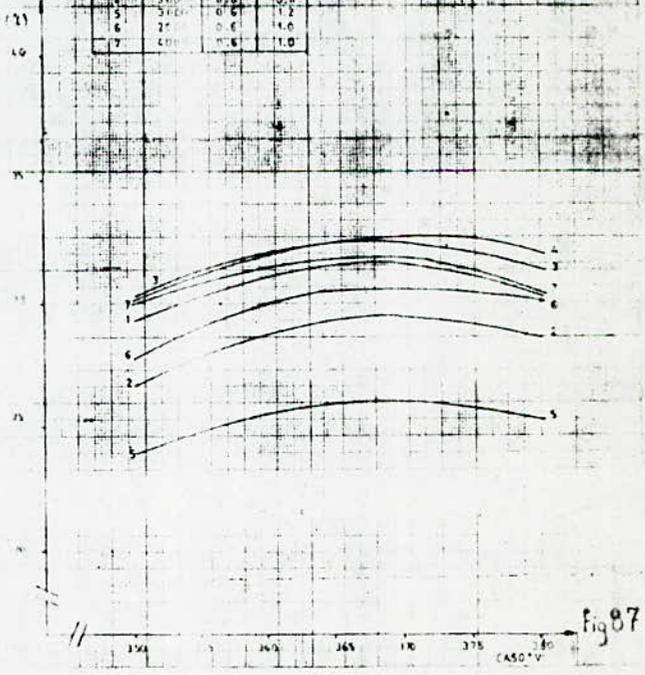


Fig 87

ANALYSE DES RESULTATS

EXPERIMENTAUX

L'illustration de l'influence des différents paramètres sur le fonctionnement du moteur à l'aide de la simulation a été faite pour 3 valeurs de la vitesse de rotation (2000 , 3000 , 4000 tr/min) et pour des remplissage allant de 0,4 à 0,8 et pour des richesses variant de 0,8 à 1,2 .

Le groupe d'expériences a été réalisées pour du méthane pur . L'angle de 50 % brûlé CA50 est maintenu à 370 dv , la température d'admission à 25 °C et le rapport volumétrique à 6,358 .

1 Influence de HLC sur la PMI et le rendement indiqué

Des figures n° 83 et n° 84 on peut conclure que tant la PMI que le rendement indiqué augmentent avec HLC et cela sur tout l'intervalle de l'expérience , avec n'importe quelles conditions de fonctionnement . On constate aussi que :

Le rendement indiqué croit jusqu'à $HLC = 0,03$ (1 / dv)

La croissance reste sensible jusqu'à $HLC = 0,04$ (1 / dv)

La croissance continue avec un coefficient angulaire faible .

Pour la PMI , on a la même évolution seulement la croissance aux faibles valeurs de HLC est moins importante .

La vitesse de rotation , le remplissage , et la richesse ont une très faible influence sur l'évolution de la PMI et du rendement indiqué pour une variation de HLC .

2 Influence de CA50 sur la PMI et le rendement indiqué

On peut visualiser ici l'influence de CA50 sur la PMI à la figure n° 85 et sur le rendement indiqué à la figure n° 86 avec les mêmes conditions que le premier essai CA50 variant de 350 dv (c'est à dire 10 dv avant le point mort haut de compression) à 380 dv (20 dv après le point mort haut de compression) ; HLC est fixé pour tous les cas à 0,03 1/dv .

On remarque qu'il existe , une valeur de CA50 optimum , pour la PMI et pour le rendement indiqué .

Le long de toute l'expérience , on voit que le CA50 qui optimise

Le rendement indiqué est celui qui maximise la PMI, ce qui nous donne le maximum de la PMI et du rendement sur la même abscisse. La variation du remplissage ou de la richesse n'influence pas le CA50 optimum qui est situé à 370 dv ; alors qu'une variation de la vitesse de rotation déplace le CA50, en effet on remarque que pour $N = 4000$ t/min le CA50 optimum est situé à une position inférieure à 370 dv.

Pour la même vitesse de rotation on observe une diminution du rendement après cette position angulaire.

On peut alors dire qu'une augmentation du régime déplace le CA50 optimum vers les valeurs plus faibles.

On conclut maintenant que plus on augmente la vitesse de rotation plus le CA50 sera réalisé avec des avances à l'allumage plus importantes. En effet :

Lorsque le CA50 passe de 350 à 380 dv l'angle de début de combustion varie de 312,52 à 342,52 dv et l'avance à l'allumage passe de 47,5 à 17,5 dv.

On a aussi pour CA50 = 370 dv un angle de début de combustion de 332,52 dv et alors une avance à l'allumage de 27,48 dv et pour un CA50 = 365 dv on a un angle de début de combustion de 327,52 dv et donc une avance à l'allumage de 32,48 dv.

Le passage de CA50 de 370 à 365 dv augmente bien l'avance à l'allumage.

Le même effet de CA50 est remarqué pour HLC, seulement une diminution de HLC ralentit la combustion mais garder le CA50 imposé on augmente l'avance à l'allumage.

Sur la figure on voit aussi que si CA50 varie de 350 à 370 dv la croissance du rendement indiqué est nettement plus prononcée que l'augmentation de la PMI. On conclut alors qu'un CA50 loin de la position optimum défavorise moins la PMI que le rendement indiqué.

3 Influence de la richesse sur la PMI et le rendement indiqué

On étudie l'influence de la richesse sur la PMI et le rendement indiqué pour 3 vitesses (2000, 3000, et 4000 t/min) et 3 remplissages (0,4 ; 0,6 et 0,8) sans changement des conditions de départ. On fait varier la richesse de 0,8 à 1,4 et on fixe HLC à 0,03 1/dv et CA50 à 370 dv. (fig n° 87 ; 88)

La PMI augmente fortement avec la richesse, pour des mélanges pauvres, pour atteindre un maximum à une richesse légèrement

INFLUENCE DU REMPLISSAGE SUR LE P.M.I.

num	N t/min	Remp
1	3000	0.6
2	3000	0.4
3	3000	0.8
4	2000	0.6
5	4000	0.6

Eps = 6.358
CASO = 370 mV
TA = 25 °C

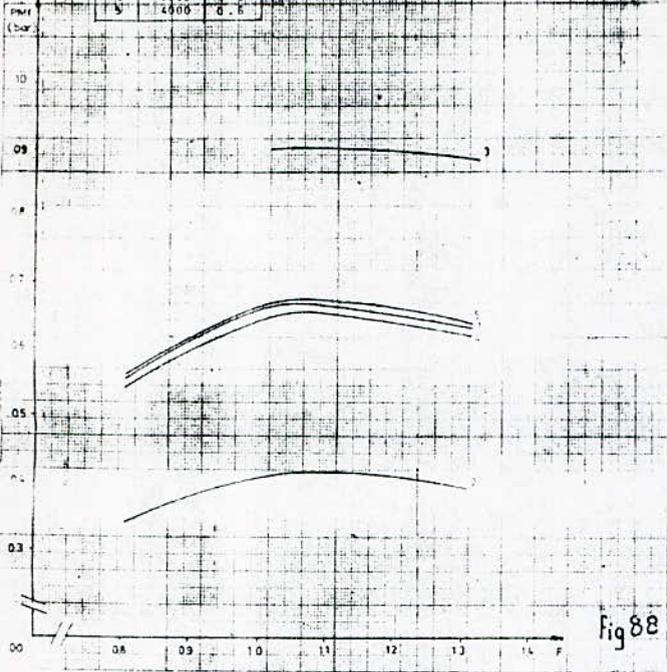


Fig 88

INFLUENCE DU REMPLISSAGE SUR LE RENDEMENT INITIAL

num	N t/min	Remp	F
1	3000	0.6	1.0
2	3000	0.4	1.0
3	3000	0.8	1.0
4	2000	0.6	1.0
5	3000	0.6	1.2
6	2000	0.6	1.0
7	4000	0.5	1.0

Eps = 6.358
CASO = 370 mV
TA = 25 °C

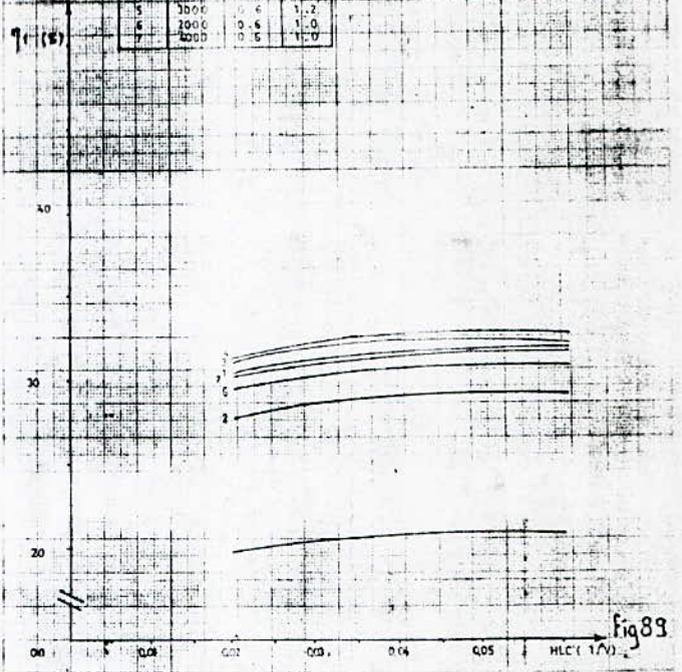


Fig 89

INFLUENCE DU REMPLISSAGE SUR LE P.M.I.

num	N t/min	F
1	3000	1.0
2	3000	0.8
3	3000	1.2
4	2000	1.0
5	4000	1.0

Eps = 6.358
CASO = 370 mV
HLC = 9.03 1/dV
TA = 25 °C

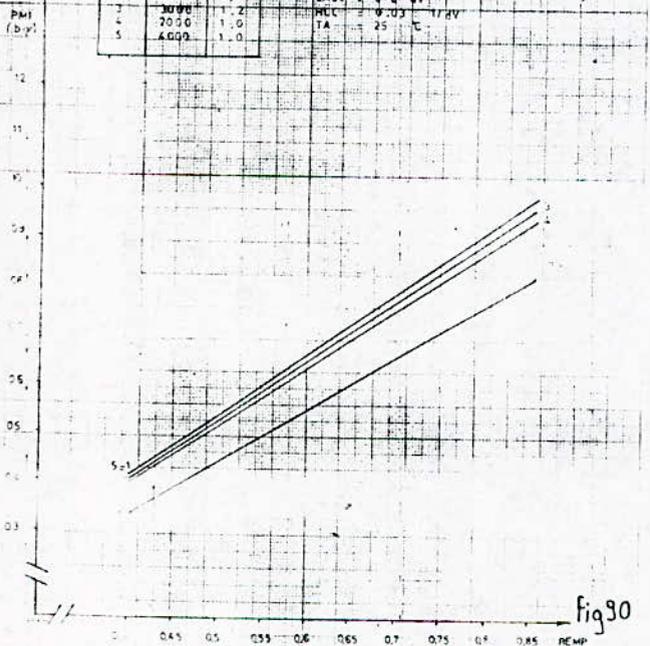


Fig 90

INFLUENCE DU REMPLISSAGE SUR LE RENDEMENT INITIAL

num	N t/min	F
1	3000	1.0
2	3000	0.8
3	3000	1.2
4	2000	1.0
5	4000	1.0

Eps = 6.358
CASO = 370 mV
HLC = 9.03 1/dV
TA = 25 °C

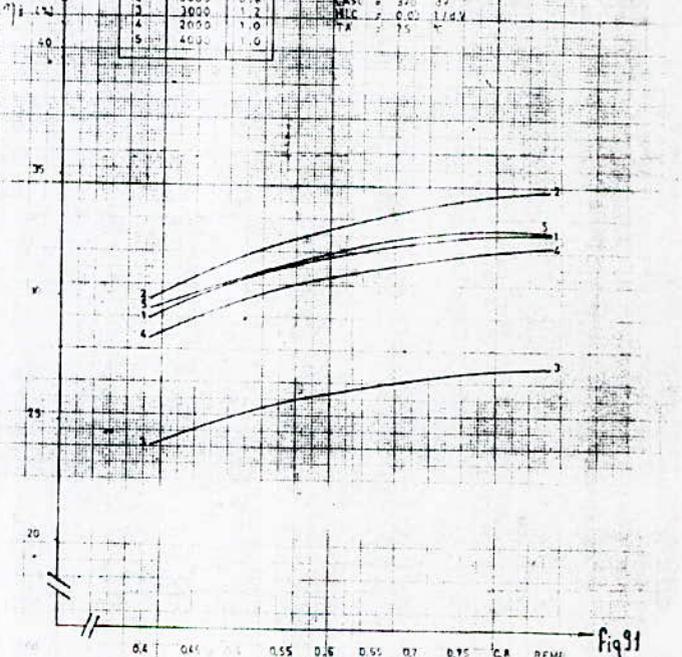


Fig 91

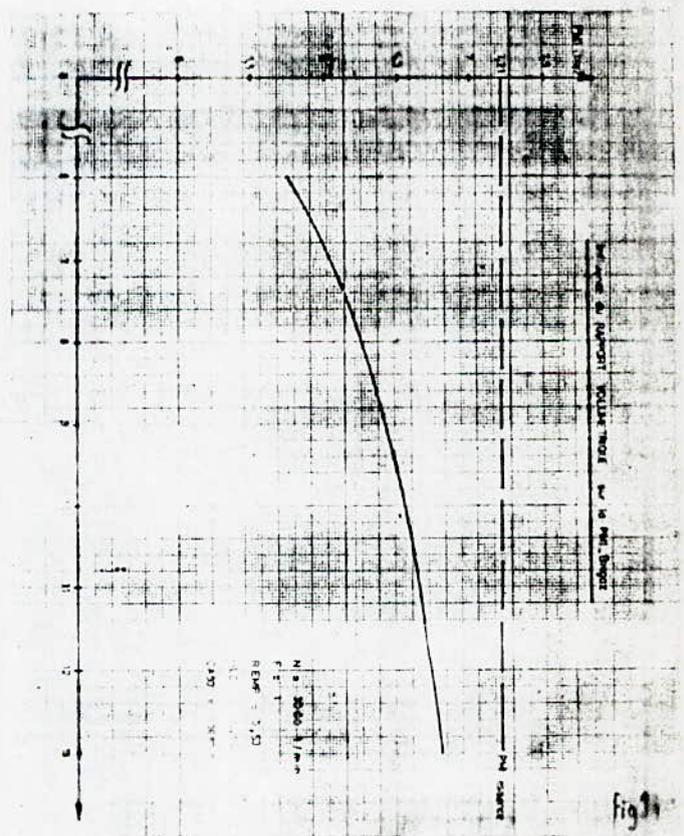
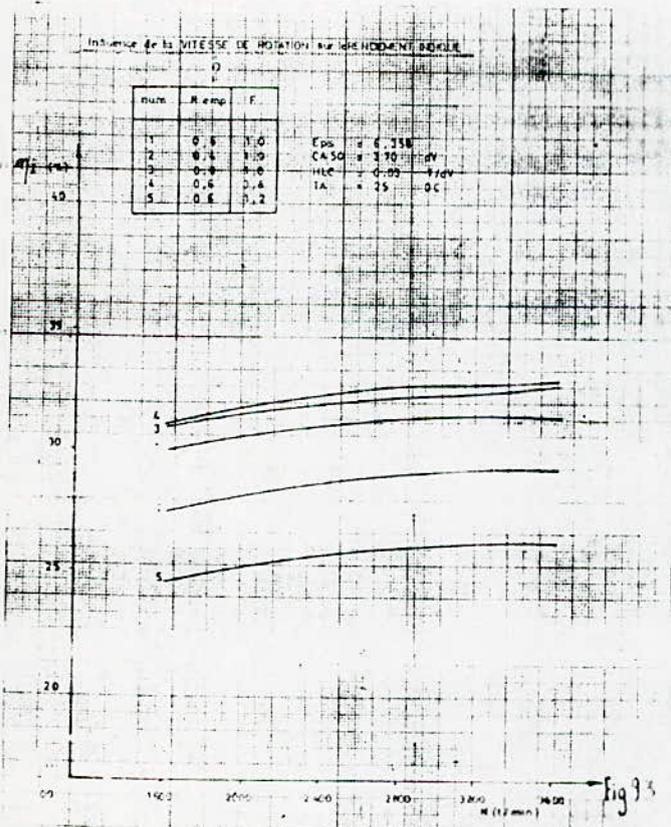
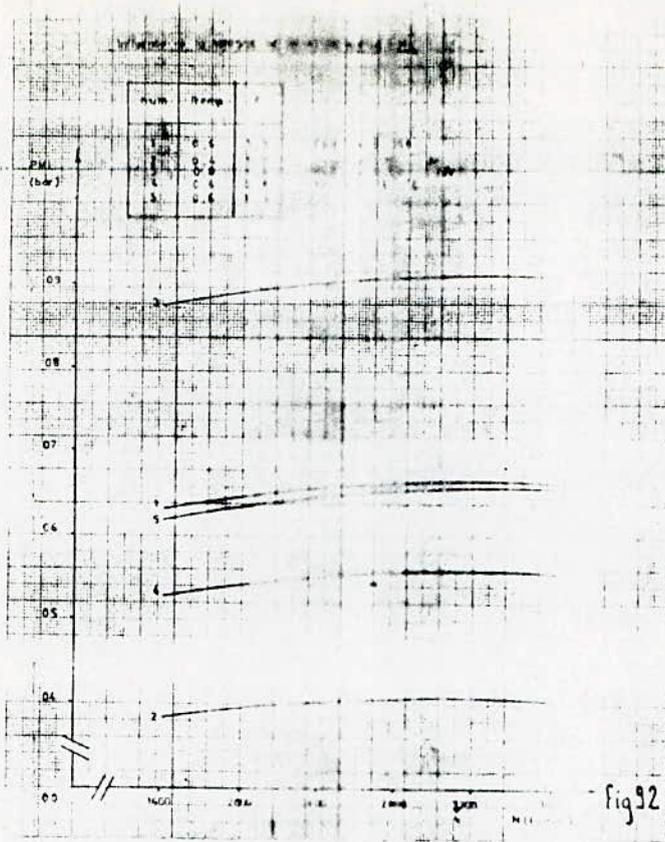


Fig 95

Comparison ESSENCE BIOGAZ

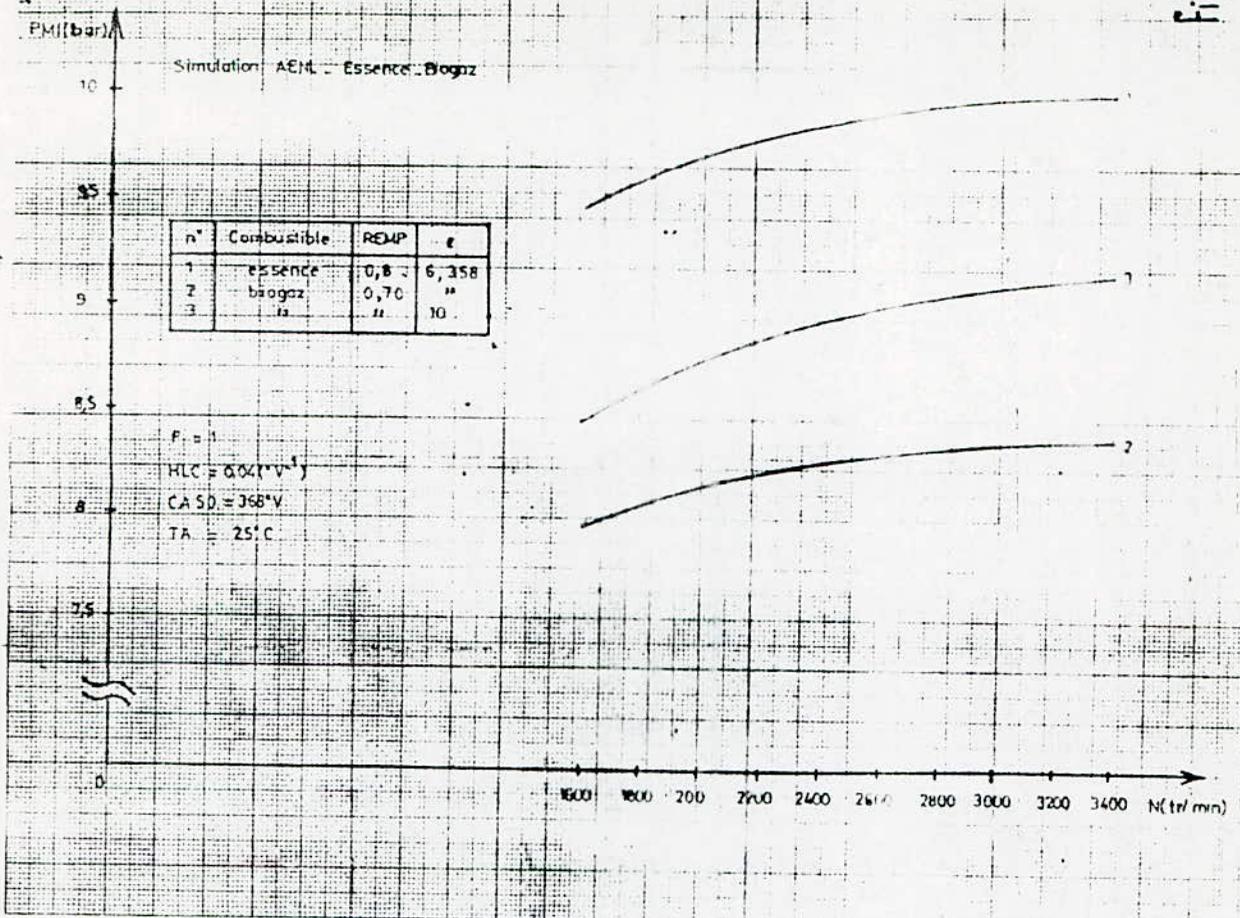
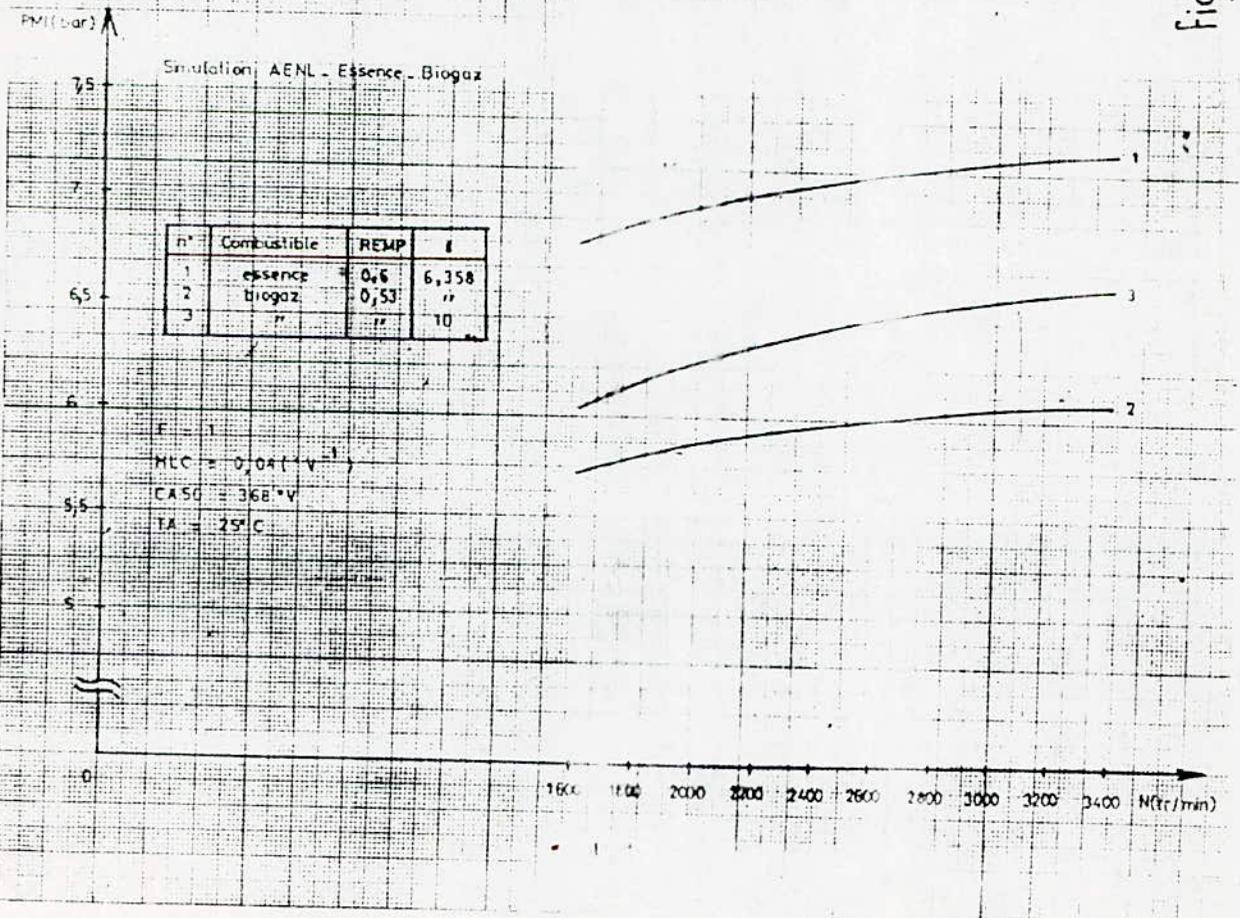


Fig 96

Comparison ESSENCE BIOGAZ



supérieure à 1 puis commence à décroître linéairement à un coefficient angulaire très faible .

Le rendement indiqué , quant à lui , est constamment décroissant avec l'augmentation de la richesse . La décroissance est faible pour les mélanges pauvres et plus accentuée pour les mélanges riches . Les courbes de PMI et de rendement indiqué montrent que la richesse choisie pour un moteur résulte d'un compromis entre la puissance et le rendement ; en effet , le mélange pauvre favorise le rendement mais défavorise le niveau de la PMI et par suite la puissance .

Au contraire , un mélange riche favorise la PMI , mais défavorise le rendement .

Pour lever ce compromis il faudrait choisir une richesse proche de l'unité . La PMI sera , ainsi proche de son maximum et le rendement sera très près de sa zone favorable .

on peut aussi conclure à ce niveau qu'une augmentation du remplissage augmente sensiblement la PMI et le rendement indiqué par rapport à une variation de la richesse .

4 Influence du remplissage sur la PMI et rendement indiqué :

Comme c'est indiqué aux figures n° 89 et n° 90 , 3 vitesses de rotation ont été utilisées (2000 , 3000 ET 4000 t/min) et 3 richesses (0,8 ; 1,0 et 1,2) le remplissage variant de 0,4 à 0,8 . La première remarque à tirer est que le rendement indiqué croît continuellement avec le remplissage .

Le rendement indiqué n'est pas très sensible à une variation du remplissage ; en effet pour une variation allant de 0,4 à 0,8 l'augmentation ne dépasse pas les 5 % .

Pour la PMI , on remarque une augmentation linéaire considérable lorsque le remplissage passe de 0,4 à 0,8 . On essaie alors d'augmenter au maximum le remplissage .

A la même figure on voit que la sensibilité de la PMI augmente et que celle du rendement diminue avec une augmentation du remplissage .

5 Influence de la vitesse de rotation sur la PMI et le rendement

Pour l'influence de la vitesse de rotation sur la PMI et le rendement indiqué on utilisera 3 remplissages (0,4 ; 0,6 et 0,8) et 3 richesses (0,8 ; 1,0 et 1,2) ; la vitesse de rotation variant de 1600 à 3600 t/min . (fig n° 91 et n° 92)

Il y'a ici une augmentation continuelle très faibles pour la PMI et pour le rendement avec la vitesse de rotation .

On observe pas de maximum pour la courbe de PMI qui est quasiment constante . En effet :

- la diminution de la PMI qui doit être observée aux faibles régimes est due principalement aux fuites à travers la segmentation qui ont été négligées ici .
- et la diminution de la PMI aux régimes élevés est due pratiquement à la diminution du remplissage aux régimes élevés phénomène qui n'est pas considéré ici , le remplissage étant constant tout au long de l'expérience .

6 Influence du rapport volumétrique sur la PMI .

L'expérience est réalisé pour l'essence et le biogaz , avec les conditions suivantes $N = 3000$ tr/min ; $F = 1$; $REMP = 0,53$; $HLC = 0,04$ dv^{-1} ; $CA50 = 368$ dv . (fig n° 93)

On remarque une augmentation de la PMI avec le rapport volumétrique pour le biogaz , tandis que pour l'essence la PMI reste inchangée le long de l'expérience . L'augmentation du rapport volumétrique a été opéré jusqu'à 13 pour essayer de récupérer les 95 % de la PMI essence .

on a remarqué qu'à partir de $\epsilon = 11$ l'évolution devient linéaire , et un calcul rapide montre qu'il faudrait aller jusqu'à $\epsilon = 18$ pour récupérer totalement la PMI essence , ce qui s'avère impossible car même si le biogaz est moins détonant que l'essence , il est cependant sujet au cliquetis . Un rapport volumétrique de 13 est généralement un maximum à ne pas dépasser .

7 Comparaison essence biogaz (fig n° 94 ; 95)

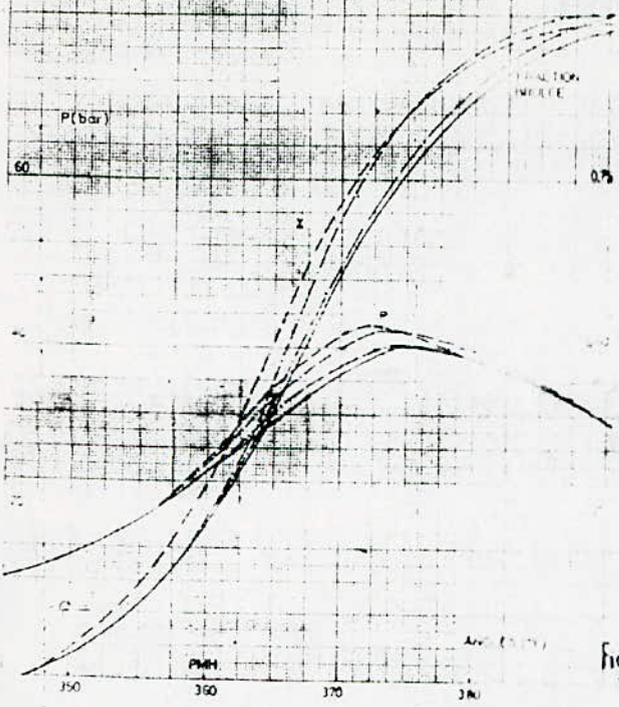
Pour avoir une idée plus clair du fonctionnement d'un moteur converti au biogaz on a procédé à une comparaison des PMI en fonction du régime des deux moteurs . On a alors porté la caractéristique de PMI pour un rapport volumétrique de 10 et pour différents remplissage . On constate , pour tous les cas , qu'en augmentant le rapport volumétrique , on peut partiellement récupérer la différence des PMI , et arriver à une PMI biogaz de l'ordre de 90 % de la PMI essence .

COMPARAISON EXPERIENCE SIMULATION

Moteur AEM

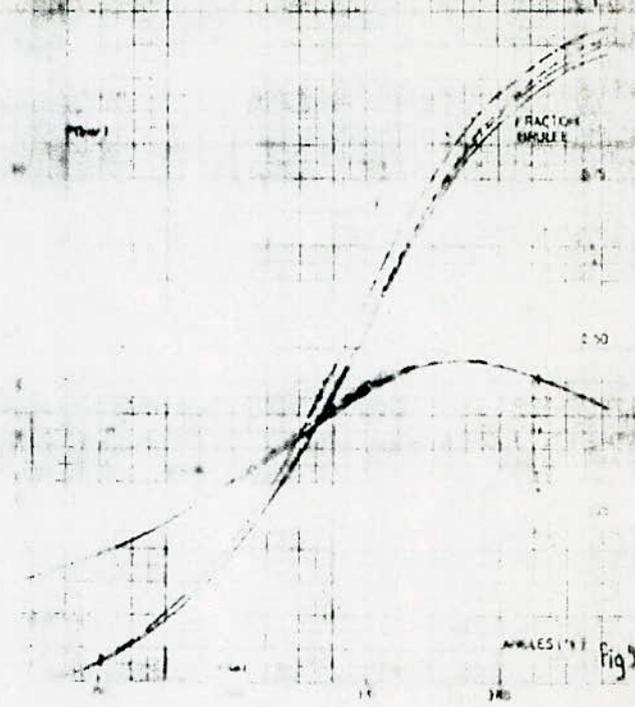
Reg 3500 1/min
 Ramp 0.6
 Rich 1
 Av 35%

expérience
 modèle de Wiebe
 Von Iggyden
 global



Moteur AEM
 Reg 2000 1/min
 Ramp 0.3
 Rich 1
 Av 20%

expérience
 modèle de Wiebe
 Von Iggyden
 global

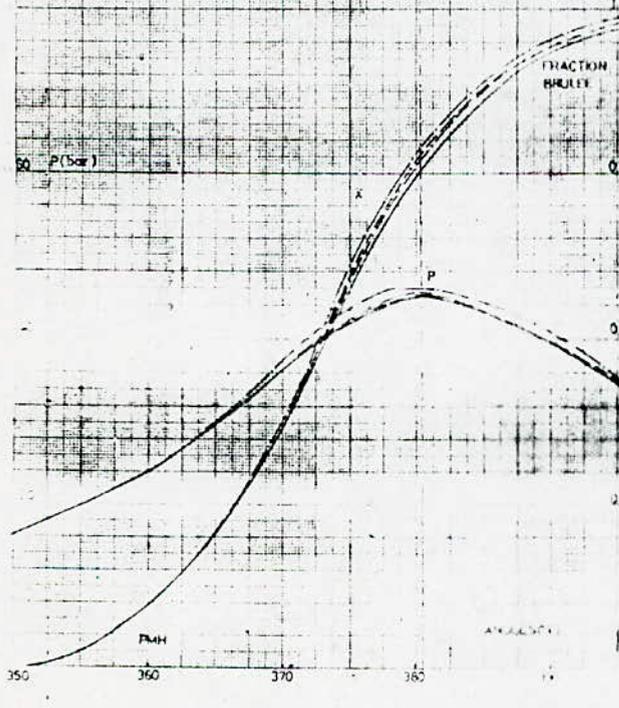


COMPARAISON EXPERIENCE SIMULATION

Moteur AEM

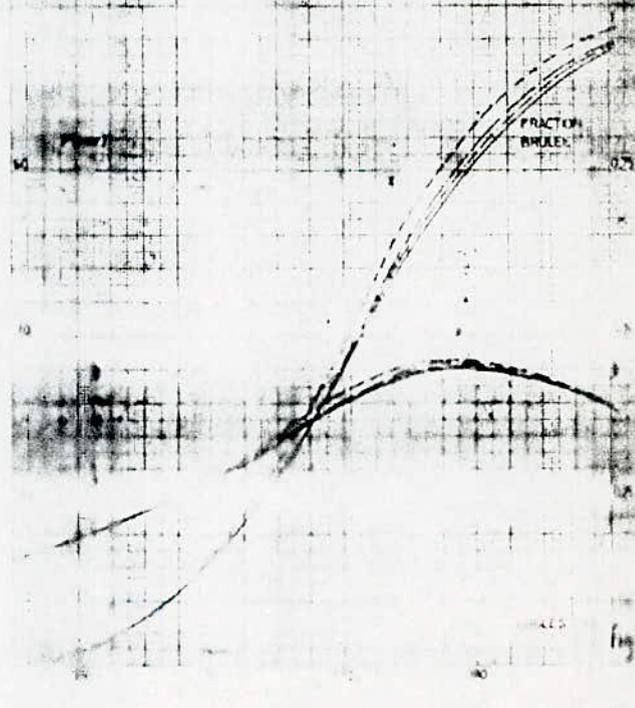
Reg 2000 1/min
 Ramp 0.3
 Rich 1
 Av 20%

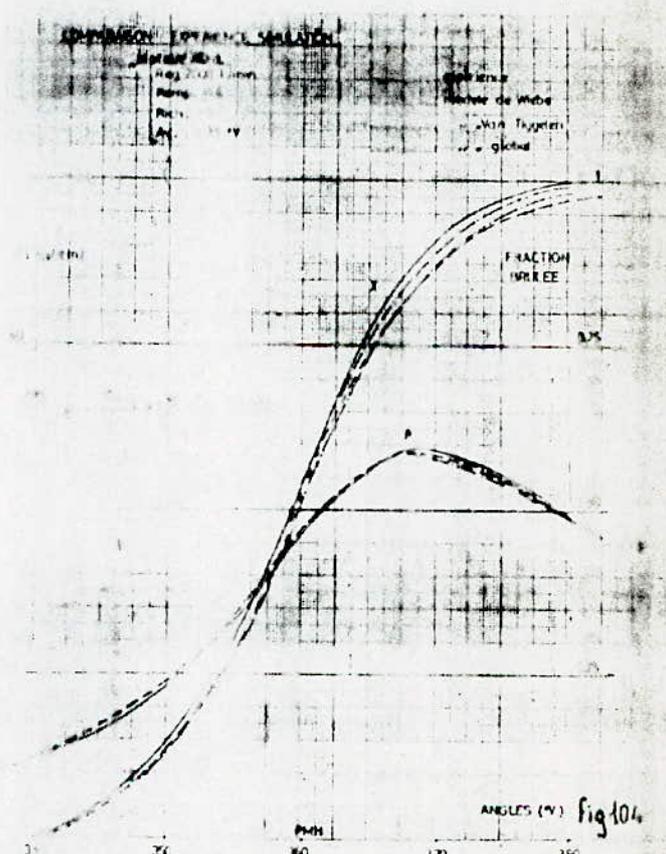
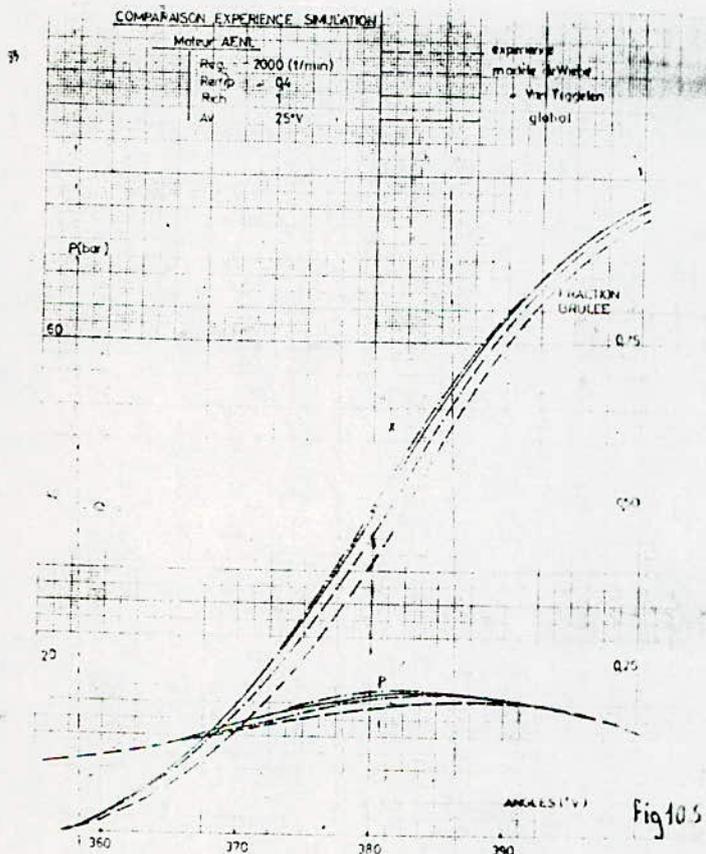
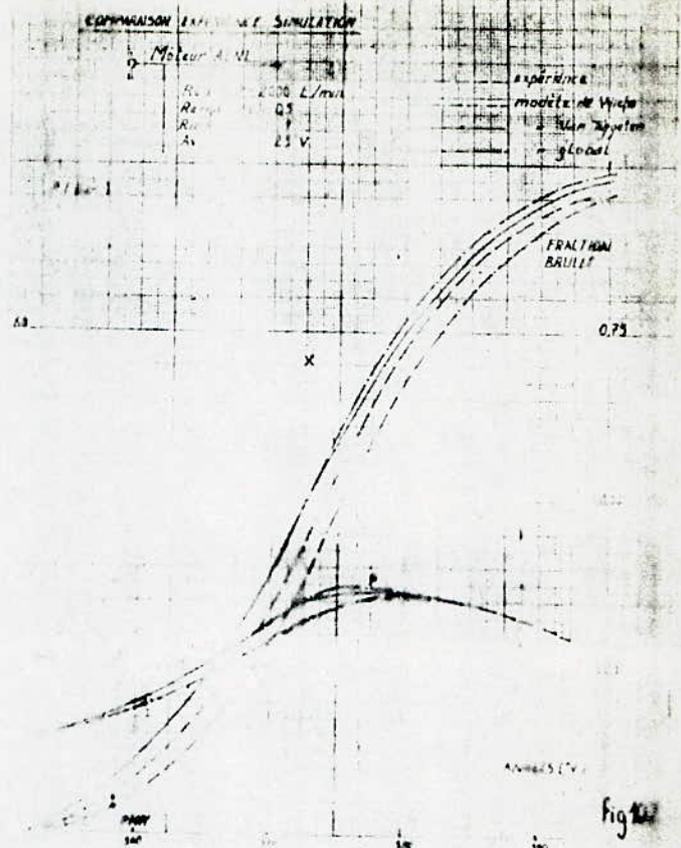
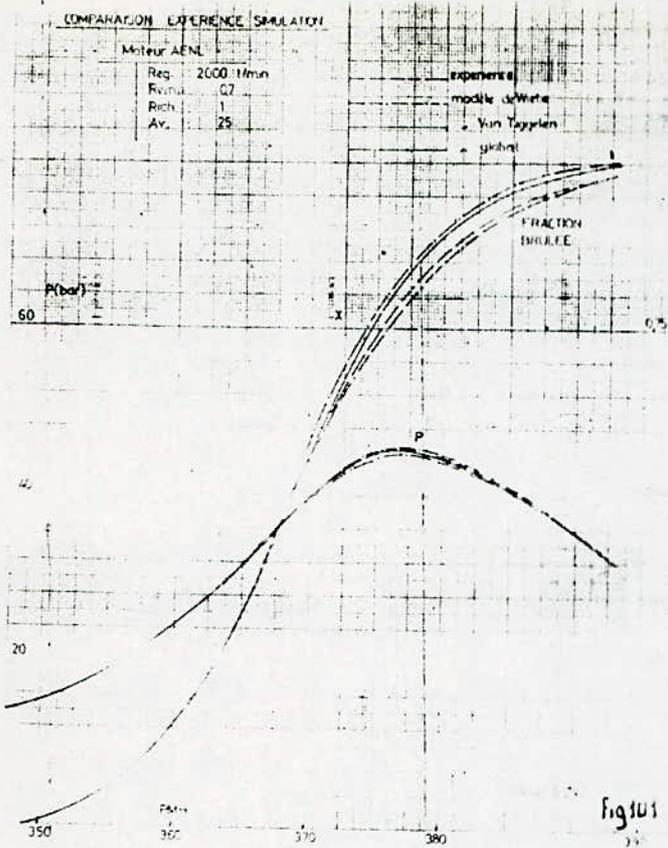
expérience
 modèle de Wiebe
 Von Iggyden
 global



Moteur AEM
 Reg 2000 1/min
 Ramp 0.3
 Rich 1
 Av 20%

expérience
 modèle de Wiebe
 Von Iggyden
 global





COMPARAISON EXPERIENCE SIMULATION

Moteur AENL

Reg. 2000 1/min
 Remp. 0.6
 Rich. 0.7
 Av. 35 °V

expérience
 modèle de Wiebe
 Van Tiggelen
 global

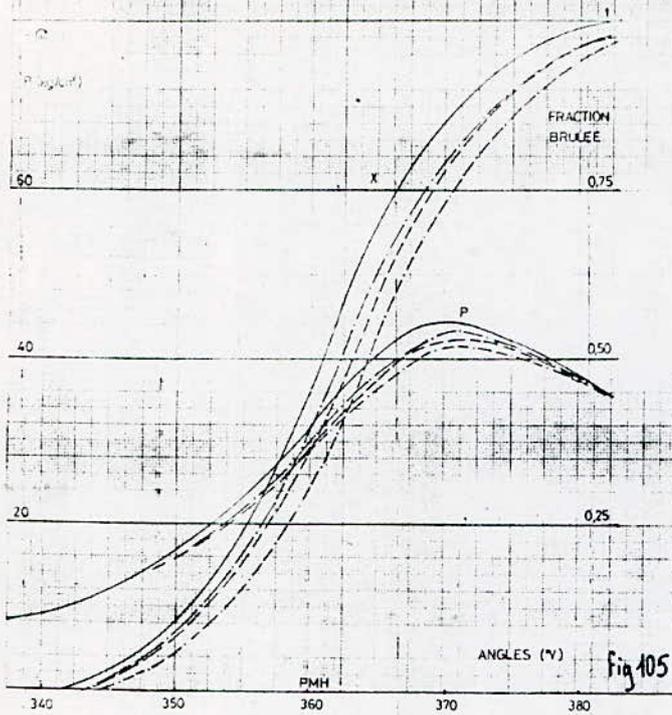


Fig 105

COMPARAISON EXPERIENCE SIMULATION

Moteur AENL

Reg. 2000 1/min
 Remp. 0.6
 Rich. 0.7
 Av. 35 °V

expérience
 modèle de WEIBE
 Van Tiggelen
 global

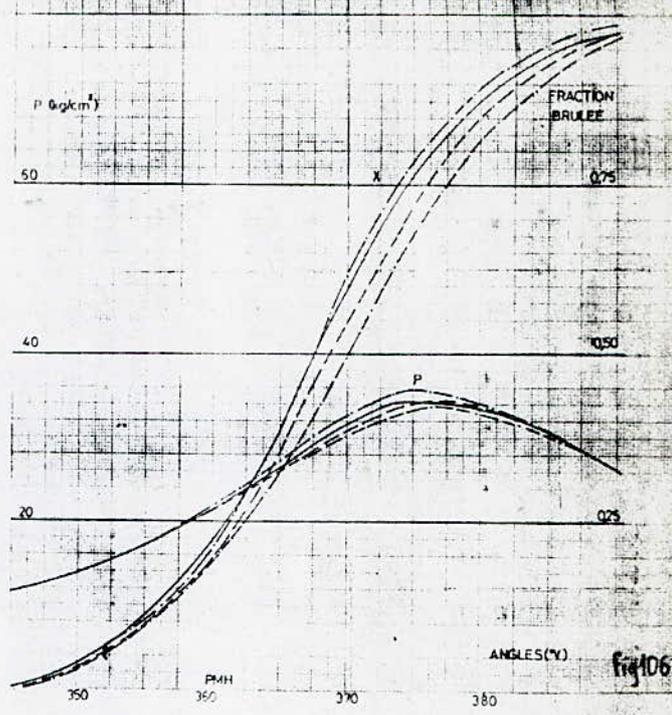


Fig 106

COMPARAISON EXPERIENCE SIMULATION

Moteur AENL

Reg. 2000 1/min
 Remp. 0.5
 Rich. 1
 Av. 35 (°V)
 Recy. 5%

expérience
 modèle de Wiebe
 Van Tiggelen
 global

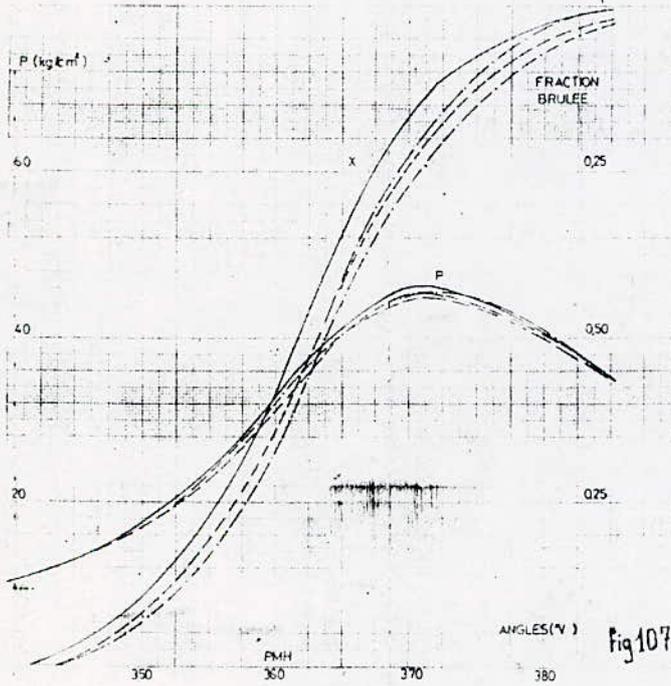


Fig 107

COMPARAISON EXPERIENCE SIMULATION

Moteur AENL

Reg. 2000 1/min
 Remp. 0.6
 Rich. 1
 Av. 35 °V
 Recy. 10 %

expérience
 modèle de Wiebe
 Van Tiggelen
 global

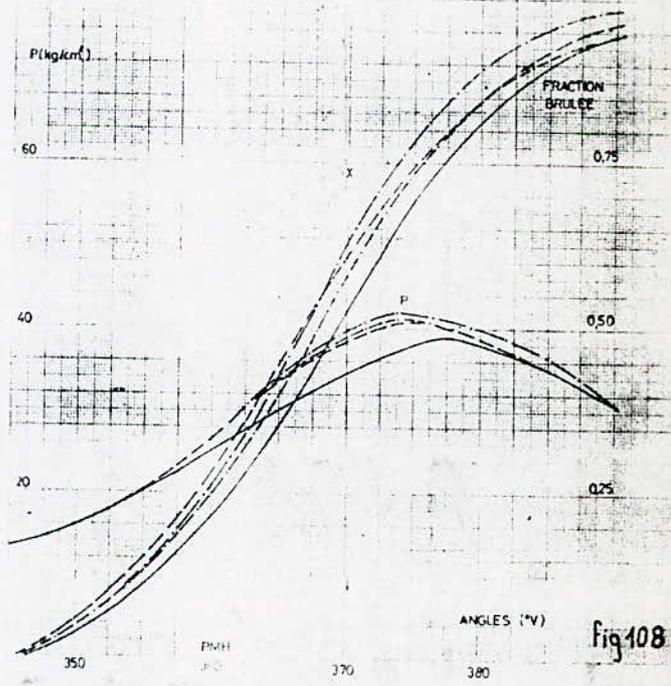
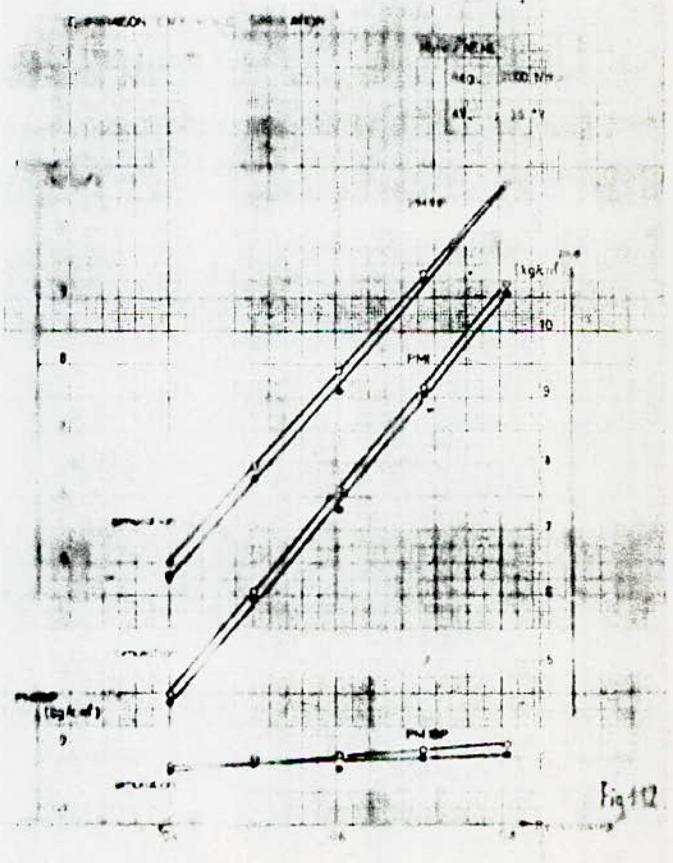
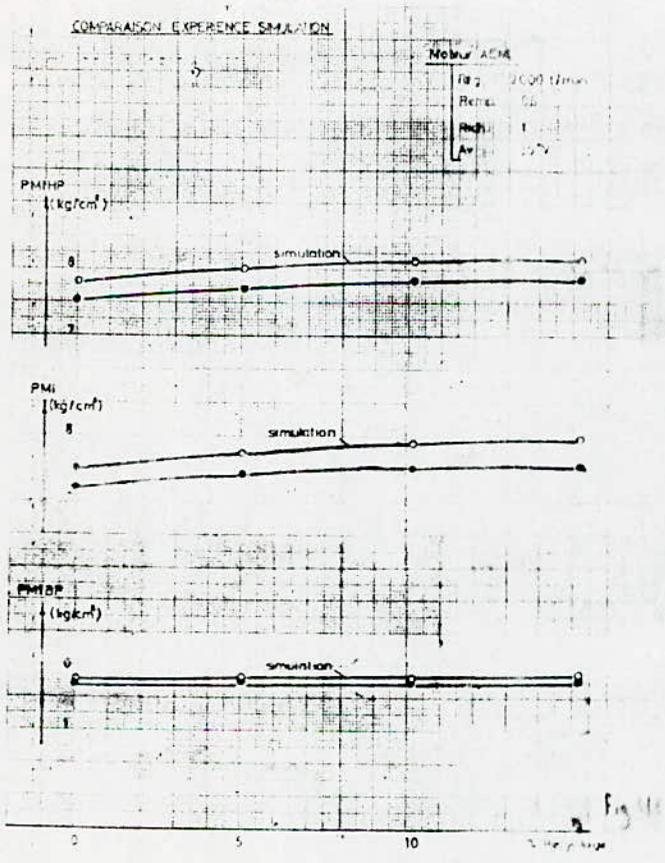
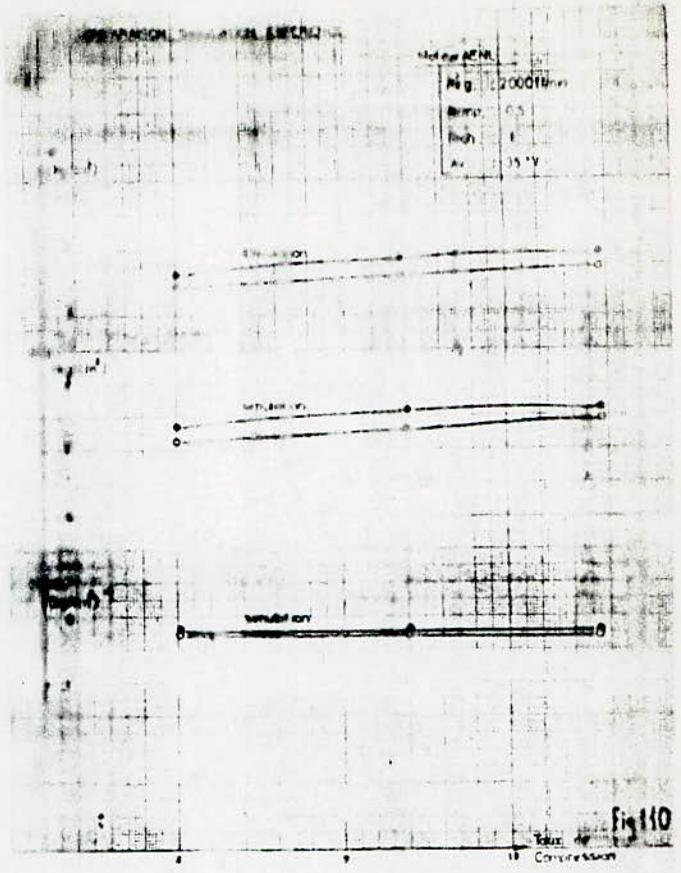
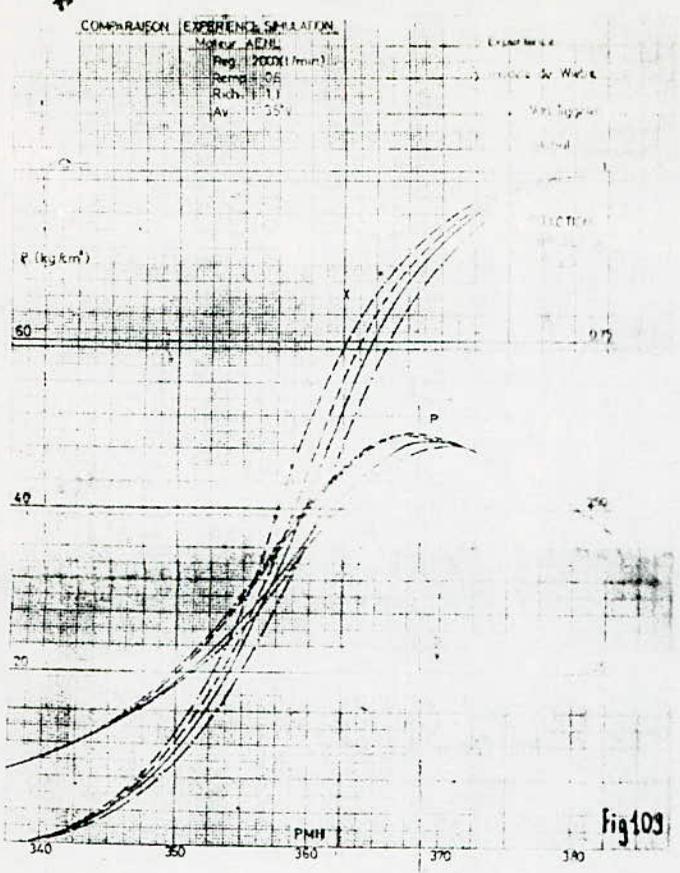


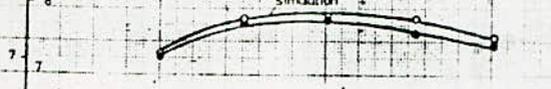
Fig 108



COMPARISON SIMULATION EXPERIENCE

Molécule ARN
 Rév: 2.02
 Rév: 05
 Rev: 1

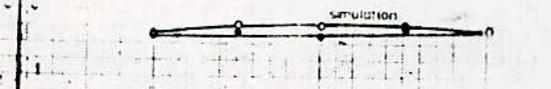
PMHP (kg/cm²)



PMI (kg/cm²)



PMIBP (kg/cm²)



ANNEXE (V) Fig 113

COMPARISON SIMULATION EXPERIENCE

Molécule ARN
 Rév: 2.02
 Rév: 06
 Rev: 15 V

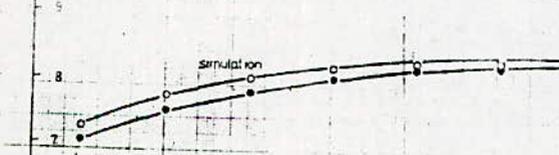


Fig 114

COMPARISON EXPERIENCE SIMULATION

Molécule ARN
 Rév: 05
 Rev: 35 V

PMHP (kg/cm²)



PMI (kg/cm²)



PMIBP (kg/cm²)

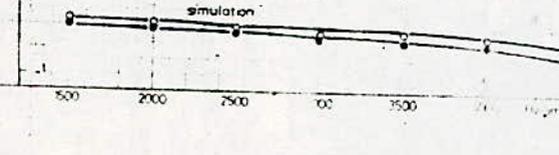


Fig 115

COMPARISON SIMULATION EXPERIENCE

Molécule ARN
 Rév: 2000/min
 Rév: 06
 Rich: 1
 Rev: 35 V

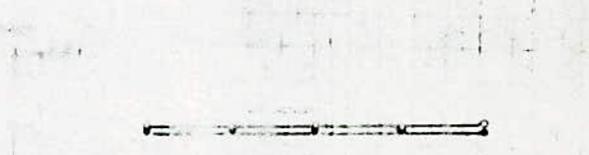
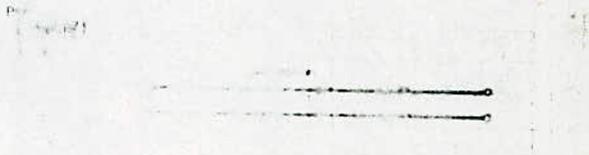
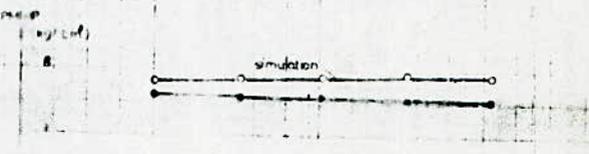


Fig 116

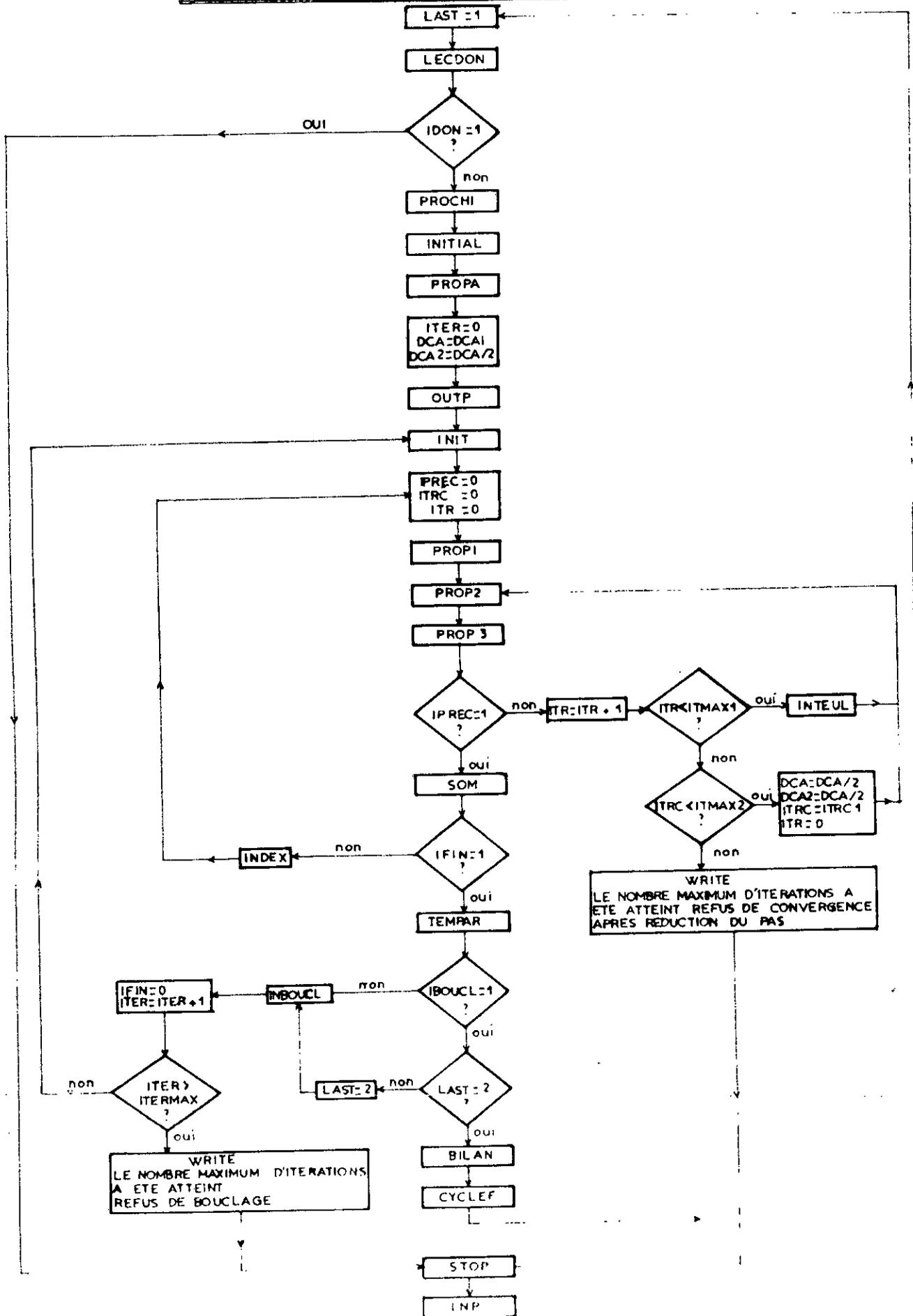
Cinquième Partie

**PROGRAMME
DE SIMULATION**

CHAPITRE 14

STRUCTURE DU
PROGRAMME

Organigramme du programme SIMGAS



CHAPITRE 18

CONCLUSION

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 .

La connaissance des modèles de simulation (modèle de Wiebe , de Van Tiggelen et le modèle globale) , nous a ouvert l'esprit vers d'autres horizons de recherches sur les moteurs .

L'étude nous a aussi permis d'avoir une synthèse assez claire sur les études faites dans ce domaine .

Ce travail montre aussi qu'il est possible de modéliser de façon simple et efficace le déroulement de la combustion dans les moteurs à allumage commandé .

On constate aussi que le biogaz ne peut nullement être un carburant de substitution vu le faible rendement obtenu à partir du mélange ($\text{CH}_4 - \text{CO}_2$) " 0,07 à 0,49 . Néanmoins il peut être utilisé dans certaines applications agricoles où sa production est gratuite , ainsi que dans la production d'électricité .

Seulement les mêmes études doivent être entamées pour la connaissance plus approfondie du comportement des moteurs en utilisant le gaz algérien comme carburant .

Dans ce contexte là l'étude a déjà été entamée avec une étroite collaboration d'une équipe de recherche de l'U S T O et la SONATRACH .

Septième Partie

ANNEXES

ANNEXE 1

LES PROGRAMMES

FTN7X

```
SUBROUTINE ROSE (X,Y,N)
DIMENSION X(10),Y(10),ITIT(3)
CALL COLO2(1)
ITIT (1)= 2HBI
ITIT (2)= 2HOG
ITIT (3)= 2HAZ
N = 6
IFOFA = 2
CALL ENTE2(N,ITIT(1),IFOFA,1)
XMIN = 26.
XMAX = 71.
YMIN = 0.3
YMAX = 0.4
DX   = 5.
DY   = 0.01
IQX  = -1
IQY  = -1
ITRAC = 1
CALL GRAD2(XMIN,XMAX,DX,YMIN,YMAX,DY,IQX,IQY,ITRAC)
ISUI = 0
N = 10
C WRITE(1,*) (X(I),I=1,10)
C WRITE(1,*) (Y(I),I=1,10)
CALL TRAC2(X,Y,N,ISUI,ITRAC)
CALL COLO2(0)
RETURN
END
```

FTN7X

#FILES(0,2)

PROGRAM SIGMA

DIMENSION DONN(800),PRES(100),PMI(800),AMOY(100)

1,X(10),ECATY(10),COVAR(10)

I = 0

DO 50 L = 26,71,5

OPEN(88,IOSTAT=ISO,ERR=1,FILE='/ETUD/ISABELLE/MESURE/MES93')

READ(88,*,IOSTAT=ISO,ERR=2) JOUR,MOIS,IAN,IH,IMIN,RPM,FORCE

1,GAIN,NBACC,CONS,F,CH4,CO2

DO 100 K=1,NBACC

READ(88,*,IOSTAT=ISO,ERR=3) PMI(K),(PRES(J),J=1,100)

DONN(K) = PRES(L)

100 CONTINUE

CLOSE(88)

OPEN(18,IOSTAT=ISO,ERR=4,FILE='/ETUD/ISABELLE/MESURE/MOY93')

READ(18,*,IOSTAT=ISO,ERR=5) (AMOY(J),J=1,100)

FMOY = AMOY(L)

CLOSE(18)

N = 100

VARIAN = DONN(1)

FMOY = DONN(1)

I = I+1

X(I) = FLOAT(L)

DO 200 K = 2,NBACC

VARIAN = VARIAN+((DONN(K)-FMOY)**2)/NBACC

FMOY = FMOY+DONN(K)/NBACC

200 CONTINUE

ECATY(I) = SQRT(VARIAN)

COVAR(I) = ECATY(I)/FMOY

50 CONTINUE

WRITE(1,*) (COVAR(I),I=1,10)

WRITE(1,*) (X(I),I=1,10)

N = 10

CALL ROSE(X,COVAR,N)

STOP

1 WRITE(1,*) 'ERREUR',ISO,'DANS OPEN 88'

STOP

2 WRITE(1,*) 'ERREUR',ISO,'DANS READ DONN 88'

STOP

3 WRITE(1,*) 'ERREUR',ISO,'DANS READ 88'

STOP

4 WRITE(1,*) 'ERREUR',ISO,'DANS OPEN 18'

STOP

5 WRITE(1,*) 'ERREUR',ISO,'DANS READ 18'

STOP

END

FTN7X,L

```
SUBROUTINE DESSIN(X,Y,BI,BS,CLASLG,NCLAS)
DIMENSION X(50),Y(50),ITIT(3)
CALL COLO2(1)
ITIT(1)=2HBI
ITIT(2)=2HOG
ITIT(3)=2HAZ_
N=6
IFOPA=2
CALL ENTE2(N,ITIT(1),IFOPA,1)
XMIN=BI
XMAX=BS
YMIN=0.
YMAX=50.
DX=CLASLG
DY=5.
IQX=-1
IQY=-1
ITRAC=1
CALL GRAD2(XMIN,XMAX,DX,YMIN,YMAX,DY,IQX,IQY,ITRAC)
ISUI=0
N=2*NCLAS
CALL TRAC2(X,Y,N,ISUI,ITRAC)
CALL COLO2(0)
RETURN
END
```

```

PROGRAM DESIGN
DIMENSION NFREQ(100),X(50),Y(100),DONNI(100),DONNS(100)
OPEN(10,IOSTAT=ISO,ERR=1,FILE='/ETUD/ISABELLE/MESURE/HISTOG ')
READ(10,*,IOSTAT=ISO,ERR=2) II,IS
DO 100 I=1,4
READ(10,*,IOSTAT=ISO,ERR=3) FMINI,FMAXI,(DONNI(K),K=1,II)
READ(10,*,IOSTAT=ISO,ERR=4) FMINS,FMAXS,(DONNS(K),K=1,IS)
N = II+IS
WRITE(1,90)
90 FORMAT("FMIN= ",F10.5)
READ(1,*) FMIN
WRITE(1,91)
91 FORMAT("FMAX = ",F10.5)
READ(1,*) FMAX
FLONG = FMAX-FMIN
WRITE(1,*) 'FMIN = ',FMINI
WRITE(1,*) 'FMAX = ',FMAXS
BORNE INFERIEURE(BI),BORNE SUPERIEURE(BS) ET NOMBRE DE CLASSES
DE L'HISTOGRAMME(NCLAS)
800 WRITE(1,200)
200 FORMAT("BI= ",F10.5,"BS= ",F10.5,"NCLAS= ",F10.5)
READ(1,*) BI,BS,NCLAS
CLASLG = (BS-BI)/NCLAS
DO 300 J = 0,NCLAS
NFREQ(J) = 0
300 CONTINUE
DO 400 J = 1,II
NUMCLAS = IFIX(AINT((DONNI(J)-BI)/CLASLG)+1)
NFREQ(NUMCLAS) = NFREQ(NUMCLAS)+1
400 CONTINUE
DO 450 J = 1,IS
NUMCLAS = IFIX(AINT((DONNS(J)-BI)/CLASLG)+1)
NFREQ(NUMCLAS) = NFREQ(NUMCLAS)+1
450 CONTINUE
DO 500 J = 1,NCLAS
NFREQ(J) = NFREQ(J)*100/(II+IS)
500 CONTINUE
M = 2*NCLAS
X(1) = BI
X(2) = BI+CLASLG
Y(1) = NFREQ(1)
Y(2) = NFREQ(1)
DO 600 J = 3,M,2
X(J) = X(J-1)+0.00001
X(J+1) = X(J-1)+CLASLG
Y(J) = NFREQ((J+1)/2)
Y(J+1) = Y(J)
600 CONTINUE
CALL DESSIN(X,Y,BI,BS,CLASLG,NCLAS)
WRITE(1,1987)
1987 FORMAT(" 0 = STOP",/, " 1 = CONTINUE",/, " 2 = REFAIRE",/, "VOTRE
1CHOIX ?")
READ(1,*) NN
IF(NN.EQ.0) GOTO 700
IF(NN.EQ.2) GOTO 800
120 CONTINUE
700 CLOSE(10)
STOP
1 WRITE(1,*) 'ERREUR',ISO,'DANS OPEN'
STOP
2 WRITE(1,*) 'ERREUR',ISO,'DANS READ DES BORNES'
STOP
3 WRITE(1,*) 'ERREUR',ISO,'DANS READ DES DONNEES'
STOP
4 WRITE(1,*) 'ERREUR',ISO,'DANS READ DES DONNEES S'
STOP
END

```

C
C
C
C
SUBROUTINE CARAC
=====

SUBROUTINE CARAC (CH4, CO2, FCI, AN, AM, AL, AK, WMF, WADM, F
1, CONS, RPM, FC)

C
C
C
C
C
C
C
C
C
C
C
C
C
C
C
AN=NOMBRE D'ATOMES DE CARBONE DU CARBURANT
AM=NOMBRE D'ATOMES D'HYDROGENE DU CARBURANT
AL=NOMBRE D'ATOMES D'OXYGENE DU CARBURANT
AK=NOMBRE D'ATOMES D'AZOTE DU CARBURANT
R=CONSTANTE MASSIQUE DES GAZ FRAIS
AMV=MASSE VOLUMIQUE DU CARBURANT (G PAR L)
QAR=DEBIT D'AIR REEL (G PAR S)
QCR=DEBIT DE COMBUSTIBLE REEL (G PAR S)
FCI = POUVOIR CALORIFIQUE INFERIEUR (CAL PAR G)
DS=DOSAGE STECHIOMETRIQUE
WADM=MASSE TOTALE DE GAZ FRAIS PAR CYCLE (G)
WMF= MASSE MOLAIRE DU BIOGAZ (G)
FC = POUVOIR COMBURIVCRE

C
C
C
C
CALCUL DES PROPRIETES PHYSICO-CHIMIQUES DU BIOGAZ

AK=0.
AN=1.
AM=CH4*4/100
AL=CO2*2/100
WMF=12.011+1.008*AM+16*AL
AMV=WMF/22.4
FCI=CH4*35874/(100*AMV*4.186)
DS = 12*AM+16*AL/(4.76*28.84*(1+AM/A-AL/2))
QCR=100*AMV/CONS
QAR=QCR/F*DS
WADM = (QAR+QCR)*120/RPM
FC = AMV*(DS*1.289)
RETURN
END

```

SUBROUTINE SELECT(PMAX,HLC,CASO)
DIMENSION CA1(100),F1(100),DWBF1(100),WBF1(100)
EMA CA1,F1,DWBF1,WBF1
WRITE(1,*) 'AVANT OPEN RESULT'
OPEN(88,IOSTAT=ISO,ERR=99,FILE='ANAL::VM')
GO TO 70
99 WRITE(1,*) 'ERREUR',ISO, 'DANS OPEN'
STOP
70 NBV = 100
DO 1 I=1,100
READ(88,*,IOSTAT=ISO,ERR=600,END=601) CA1(I),F1(I),WBF1(I)
1,DWBF1(I)
GOTO 1
601 NBV = I-1
WRITE(1,*) 'NBV = ',NBV
GOTO 11
600 WRITE(1,*) 'ERREUR',ISO, 'DANS READ4'
STOP
1 CONTINUE
11 CLOSE(88)
FMAX=0.
HLC=DWBF1(1)
CASO=0.
DO 700 I=1,NBV
IF(F1(I).GT.FMAX) FMAX=F1(I)
700 CONTINUE
LD 750 I=1,80
IF(DWBF1(I).GT.HLC) HLC=DWBF1(I)
750 CONTINUE
I=0
800 I=I+1
IF(WBF1(I).LT.0.5) GO TO 500
CASO=CA1(I)+(0.5-WBF1(I))*(CA1(I)-CA1(I-1))/(WBF1(I)-WBF1(I-1))
RETURN
END

```

C
C

```

SUBROUTINE STAT
=====
SUBROUTINE STAT(DONN,FMOY,VARIAN,ECATY,DISSY,COVAR,N,FMAX,FMIN)
DIMENSION DONN(300)
EMA DONN
FMOY=0.
VARIAN=0.
DISSY=0.
DO 100 I=1,N
FMOY=FMOY+DONN(I)/N
100 CONTINUE
DO 200 I=1,N
VARIAN = VARIAN+((DONN(I)-FMOY)**2)/N
DISSY = DISSY +((DONN(I)-FMOY)**3)/N
200 CONTINUE
ECATY=SQRT(VARIAN)
COVAR=ECATY/FMOY
FMAX = DONN(1)
FMIN = DONN(1)
DO 300 I = 2,N
FMAX = AMAX1(FMAX,DONN(I))
FMIN = AMIN1(FMIN,DONN(I))
300 CONTINUE
WRITE(6,*) 'FMOY',FMOY,'VARIAN',VARIAN
WRITE(6,*) 'DISSY',DISSY,'ECATY',ECATY
WRITE(6,*) 'COVAR = ',COVAR

WRITE(6,*) 'FMAX',FMAX,'FMIN',FMIN
RETURN
END

```

```

FMOYHLI = FMOY
WRITE(10,*) 'FMIN,FMAX,(HLC (K),K=1,II)'
WRITE(6,*) 'POUR HLCS'
CALL STAT (HLCS,FMOY,VARIAN,ECATY,DISSY,COVAR,IS,FMAX,FMIN)
FMOYHLS = FMOY
WRITE(10,*) 'FMIN,FMAX,(HL (K),K=1,IS)'
WRITE(6,*) 'POUR CASOI'
CALL STAT (CASOI,FMOY,VARIAN,ECATY,DISSY,COVAR,II,FMAX,FMIN)
FMOYCAI = FMOY
WRITE(10,*) 'FMIN,FMAX,(CASOI(K),K=1,II)'
WRITE(6,*) 'POUR CASOS'
CALL STAT (CASOS,FMOY,VARIAN,ECATY,DISSY,COVAR,IS,FMAX,FMIN)
FMOYCAS = FMOY
WRITE(10,*) 'FMIN,FMAX,(CASOS(K),K=1,IS)'
WRITE(6,*) 'POUR FMII'
CALL STAT (FMII,FMOY,VARIAN,ECATY,DISSY,COVAR,II,FMAX,FMIN)
WRITE(10,*) 'FMIN,FMAX,(FMII(K),K=1,II)'
WRITE(6,*) 'POUR FMIS'
CALL STAT (FMIS,FMOY,VARIAN,ECATY,DISSY,COVAR,IS,FMAX,FMIN)
WRITE(10,*) 'FMIN,FMAX,(FMIS(K),K=1,IS)'
CLOSE(10)
CASOMOY = (FMOYCAI+FMOYCAS)/2
HLCMOY = (FMOYHLI+FMOYHLS)/2
WRITE(6,*) 'SOMME DES VALEURS MOYENNES'
WRITE(6,*) 'POUR LE CASO',CASOMOY
WRITE(6,*) 'POUR LE HLC ',HLCMOY
STOP
238 WRITE(LU,*) 'ERREUR ',ISO,' DANS READ DONNEES'
STOP
239 WRITE(LU,*) 'ERREUR ',ISO,' DANS READ PRES'
STOP
18 WRITE(LU,*) 'ERREUR ',ISO,' DANS OPEN 1'
STOP
20 WRITE(LU,*) 'ERREUR ',ISO,' DANS READ DES DONNEES 1'
STOP
41 WRITE(LU,*) 'ERREUR ',ISO,' DANS READ DES DONNEES 2'
STOP
98 WRITE(LU,*) 'ERREUR ',ISO,' DANS OPEN 2'
STOP
72 WRITE(LU,*) 'ERREUR ',ISO,' DANS WRITE DES DONNEES 1'
STOP
312 WRITE(LU,*) 'ERREUR ',ISO,' DANS WRITE DES DONNEES 2'
STOP
2 WRITE(LU,*) 'ERREUR ',ISO,' DANS RESULT '
STOP
3 WRITE(LU,*) 'ERREUR ',ISO,' DANS HISTOG '
STOP
4 WRITE(LU,*) 'ERREUR ',ISO,' DANS WRITE HISTOG '
STOP
5 WRITE(LU,*) 'ERREUR ',ISO,' DANS OPEN 1 ANALCO'
STOP
6 WRITE(LU,*) 'ERREUR ',ISO,' DANS WRITE DONNEES 1 ANAL'
STOP
7 WRITE(LU,*) 'ERREUR ',ISO,' DANS WRITE AMOY'
STOP
8 WRITE(LU,*) 'ERREUR ',ISO,' DANS OPEN MOY'
STOP
9 WRITE(LU,*) 'ERREUR ',ISO,' DANS WRITE MOY'
STOP
END

```

```

IS = 1
WRITE(LU,1000)
1000 FORMAT("CABI,CAE?")
READ(LU,*) CABI,CAE
OPEN(89,IOSTAT=ISO,ERR=5,FILE='/ETUD/ISABELLE/MESURE/ANALCO'
WRITE(89,*,IOSTAT=ISO,ERR=6) RPM,F,CONS,LU,PCI,AN,AM,AL
1,AK,WMF,WADM,NP,CH4,CABI,CAE,GAIN
WRITE(89,*,IOSTAT=ISO,ERR=7) (AMOY(J),J=1,NP)
CLOSE(89)
WRITE(LU,*) 'AVANT LE 1 APPEL ANALCO'
NAM(1) = 2HAN
NAM(2) = 2HAL
NAM(3) = 2HCO
CALL SEGLD(NAM,IERR)
WRITE(LU,*) 'APRES LE 1 APPEL ANALCO'
CALL SELECT(PMAX,HLC,CASO)
FMAXCM = PMAX

HLCCM = HLC
CASOCM = CASO
WRITE(6,*) 'CYCLE MOYEN'
WRITE(6,*) 'FMAX = ',FMAXCM
WRITE(6,*) 'HLC = ',HLCCM
WRITE(6,*) 'CASO = ',CASOCM
DO 100 I=1,NEACQ
WRITE(LU,*) 'ACQUISITION NUMERO',I
READ(89,*,IOSTAT=ISO,ERR=41) PMI(I),(PRES(J),J=1,100)
OPEN(89,IOSTAT=ISO,ERR=98,FILE='/ETUD/ISABELLE/MESURE/ANALCO'
WRITE(89,*,IOSTAT=ISO,ERR=72) RPM,F,CONS,LU,PCI,AN,AM,AL,AK
1,WMF,WADM,NP,CH4,CABI,CAE,GAIN
WRITE(89,*,IOSTAT=ISO,ERR=512) (PRES(J),J=1,NP)
CLOSE(89)
WRITE(LU,*) 'AVANT LE 1 APPEL ANALCO'
NAM(1) = 2HAN
NAM(2) = 2HAL
NAM(3) = 2HCO
CALL SEGLD(NAM,IERR)
WRITE(LU,*) 'IERR= ',IERR
WRITE(LU,*) 'APRES LE 1 APPEL ANALCO'
CALL SELECT(PMAX,HLC,CASO)
IF (PMAX.LT.FMAXCM) THEN
FMAXI(II)=FMAX
FMII(II)=PMI(I)

CASOI(II)=CASO
HLCI(II)=HLC

II=II+1
ELSE
FMAXS(IS)=FMAX
FMIS(IS)=PMI(I)
CASOS(IS)=CASO
HLCS(IS)=HLC

IS=IS+1
ENDIF
100 CONTINUE
CLOSE(69)
II=II-1
IS=IS-1
OPEN(10,IOSTAT=ISO,ERR=3,FILE='/ETUD/ISABELLE/MESURE/HISTO'
WRITE(10,*,IOSTAT=ISO,ERR=4) II,I3
WRITE(6,*) 'POUR FMAXI'
CALL STAT(FMAXI,FMOY,VARIAN,ECATY,DISSY,COVAR,II,FMAX,FMIN)
WRITE(10,*) FMIN,FMAX,(FMAXI(K),K=1,II)
WRITE(6,*) 'POUR FMAXS'
CALL STAT(FMAXS,FMOY,VARIAN,ECATY,DISSY,COVAR,IS,FMAX,FMIN)
WRITE(10,*) FMIN,FMAX,(FMAXS(K),K=1,IS)

```

```
FTN7X
#EMA //
#FILES(0,5)
```

```
C
C
C
C
C
C
C
C
C
C
C
```

```
=====
PROGRAMME TFE
=====
```

```
-----
CALCUL DE LA DISPERSION CYCLIQUE DANS UN MOTEUR AU BIOGAZ
-----
```

```
PROGRAM TFE
DIMENSION PRES(100),PMI(800),NAM(3),
1IFAR(5),AMOY(100),
2PMII(800),FMIS(800),HLCI(800),HLCS(800),CASOI(800),
3CASOS(800),FMAXI(800),FMAXS(800)
EMA PRES,PMI,AMOY,PMII,FMIS,HLCI,HLCS,CASOI,CASOS,FMAXI,FMAXS
CHARACTER NOM*6,NOMC*28
CALL RMPAR(IFAR)
LU=IFAR(1)
WRITE(LU,101)
101 FORMAT(5X,70(1H*),/,5X,1H*,68X,1H*,/,5X,1H*,1X,
1"PROGRAM DE CALCUL DE LA DISPERSION CYCLIQUE",24X,1H*,/,5X,1H*
21X,43(1H-),24X,1H*,/,5X,1H*,68X,1H*,/,5X,70(1H*),////,
3"NUM DU FICHIER ? (6 LETTRES)")
READ(LU,102) NOM
102 FORMAT (A6)
NOMC='/ETUD/ISABELLE/MESURE/'//NOM
WRITE(LU,*) NOMC
OPEN(69,IOSTAT = ISO,ERR = 99,FILE = NOMC)
GOTO 70
99 WRITE(LU,*) 'ERREUR',ISO,'DANS OPEN'
STOP
70 READ(69,*,IOSTAT=ISO,ERR=238) JOUR,MOIS,IAN,IH,IMIN,RPM
1,FORCE,GAIN,NBACC,CONS,F,CH4,CO2
CALL CARAC(CH4,CO2,PCI,AN,AM,AL,AK,WMF,WADM,F
1,CONS,RPM,FC)
DO 103 J=1,100
AMOY(J)=0.
103 CONTINUE
DO 104 I=1,NBACC
READ(69,*,IOSTAT=ISO,ERR=239) PMI(I),(PRES(J),J=1,100)
DO 105 J=1,100
AMOY(J)=AMOY(J)+PRES(J)/NBACC
105 CONTINUE
104 CONTINUE
CLOSE(69)
OPEN(18,IOSTAT=ISO,ERR=8,FILE='/ETUD/ISABELLE/MESURE/MOY')
WRITE(18,*,IOSTAT=ISO,ERR=9) (AMOY(J),J=1,100)
CLOSE(18)
NF=100
OPEN(69,IOSTAT = ISO,ERR = 13,FILE = NOMC)
READ(69,*,IOSTAT=ISO,ERR=20) JOUR,MOIS,IAN,IH,IMIN,RPM
1,FORCE,GAIN,NBACC,CONS,F,CH4,CO2
DO 50 K=1,NBACC
FMAXI(K) = 0.
FMAXS(K) = 0.
PMII(K) = 0.
FMIS(K) = 0.
CASOI(K) = 0.
CASOS(K) = 0.
HLCI(K) = 0.
HLCS(K) = 0.
```

```

DO 56 I=1,NPOS
BF=BF+(AMOY(I+1)+AMOY(I))*(VOL(I+1)-VOL(I))/2
56 CONTINUE
GOTO 500
53 CONTINUE
DO 57 I=NPOS-360,NPOS-1
BF=BF+(AMOY(I+1)+AMOY(I))*(VOL(I+1)-VOL(I))/2
57 CONTINUE
DO 58 I=NPOS,719
BM=BM+(AMOY(I+1)+AMOY(I))*(VOL(I+1)-VOL(I))/2
58 CONTINUE
DO 59 I=1,NPOS-360-1
BM=BM+(AMOY(I+1)+AMOY(I))*(VOL(I+1)-VOL(I))/2
59 CONTINUE
GOTO 500
54 CONTINUE
DO 60 I=NPOS,NPOS+360-1
BM=BM+(AMOY(I+1)+AMOY(I))*(VOL(I+1)-VOL(I))/2
60 CONTINUE
DO 61 I=NPOS+360,719
BF=BF+(AMOY(I+1)+AMOY(I))*(VOL(I+1)-VOL(I))/2
61 CONTINUE
DO 62 I=1,NPOS-1
BF=BF+(AMOY(I+1)+AMOY(I))*(VOL(I+1)-VOL(I))/2
62 CONTINUE
GOTO 500
140 CONTINUE
BM=0.
BF=0.
DO 63 I=NPOS,719
BM=BM+(AMOY(I+1)+AMOY(I))*(VOL(I+1)-VOL(I))/2
63 CONTINUE
DO 64 I=1,NPOS-360-1
BM=BM+(AMOY(I+1)+AMOY(I))*(VOL(I+1)-VOL(I))/2
64 CONTINUE
DO 65 I=NPOS-360,NPOS-1
BF=BF+(AMOY(I+1)+AMOY(I))*(VOL(I+1)-VOL(I))/2
65 CONTINUE
GOTO 500
RETURN
END

```

```

      JTO 140
      CONTINUE
      M = 0.
      BF = 0.
      IF (NPOS+360.GT.720) GOTO 40
      IF (NPOS+360.LT.720) GOTO 41
      DO 42 I=1,NPOS-1
      BM=BM+(AMOY(I+1)+AMOY(I))*(VOL(I+1)-VOL(I))/2
42  CONTINUE
      DO 43 I=NPOS,719
      BF=BF+(AMOY(I+1)+AMOY(I))*(VOL(I+1)-VOL(I))/2
43  CONTINUE
      GOTO 500
40  CONTINUE
      DO 44 I=NPOS-360,NPOS-1
      BM=BM+(AMOY(I+1)+AMOY(I))*(VOL(I+1)-VOL(I))/2
44  CONTINUE
      DO 45 I=NPOS,719
      BF=BF+(AMOY(I+1)+AMOY(I))*(VOL(I+1)-VOL(I))/2
45  CONTINUE
      DO 46 I=1,NPOS-360-1
      BF=BF+(AMOY(I+1)+AMOY(I))*(VOL(I+1)-VOL(I))/2
46  CONTINUE
      GOTO 500
41  CONTINUE
      DO 47 I=NPOS,NPOS+360-1
      BF=BF+(AMOY(I+1)+AMOY(I))*(VOL(I+1)-VOL(I))/2
47  CONTINUE
      DO 48 I=NPOS+360,719
      BM=BM+(AMOY(I+1)+AMOY(I))*(VOL(I+1)-VOL(I))/2
48  CONTINUE
      DO 49 I=1,NPOS-1
      BM=BM+(AMOY(I+1)+AMOY(I))*(VOL(I+1)-VOL(I))/2
49  CONTINUE
500  CONTINUE
      WRITE(6,101) BM,BF
101  FORMAT("BM= ",F10.5," BF= ",F10.5)
      BM=ABS(BM)
      BF=ABS(BF)
      FMI=(BM-BF)/(VOL(NPMB1)-VOL(NPMH))
      WRITE(6,102) FMI
102  FORMAT("FMI=",F10.5)
      RETURN
120  CONTINUE
      BM=0.
      BF=0.
      DO 50 I=NPOS,NPOS+360-1
      BM=BM+(AMOY(I+1)+AMOY(I))*(VOL(I+1)-VOL(I))/2
50  CONTINUE
      DO 51 I=1,NPOS-1
      BF=BF+(AMOY(I+1)+AMOY(I))*(VOL(I+1)-VOL(I))/2
51  CONTINUE
      DO 52 I=NPOS+360,720-1
      BF=BF+(AMOY(I+1)+AMOY(I))*(VOL(I+1)-VOL(I))/2
52  CONTINUE
      GOTO 500
130  CONTINUE
      BM=0.
      BF=0.
      IF (NPOS+360.GT.720) GOTO 53
      IF (NPOS+360.LT.720) GOTO 54
      DO 55 I=NPOS,719
      BM=BM+(AMOY(I+1)+AMOY(I))*(VOL(I+1)-VOL(I))/2

```

SUBROUTINE RFMI (AMOY,NPMH,BIEL,VIL,ALES,PMI,VMORT,LU,VOL)
 =====

```

DIMENSION AMOY(720),DVOL(720),VOL(720)
NANG = - NPMH + 1
DO 1 I = 1,720
  A = FLOAT(NANG)
  A = (A * 3.14159 ) / 180.
  X=VIL*(1-COS(A))+BIEL*(1-SQRT(1-(VIL*SIN(A)/BIEL)**2))
  VOL(I) = VMORT + ((3.14159 * (ALES**2.)) / 4) * X
  DVOL(I)=0.0174533*((3.14159*ALES**2)/4)*VIL*(SIN(A)*
1 (1+(VIL/BIEL)*COS(A)/SQRT(1-(VIL/BIEL)**2*(SIN(A)**2))))
  NANG = NANG + 1
1 CONTINUE
  IF(NPMH.GE.180) GOTO 9
  NPMB1 = NPMH + 180
  NPMB2 = NPMH + 540
  DIF = 500.
  I = NPMB2
  DO 13 J = NPMB1,NPMH+260
    X = ABS(AMOY(J)-AMOY(I))
    IF(X.GT.DIF) GOTO 13
    NPOS = J
    DIF = X
    I = I + 1
  IF(I.GT.720) I = 1
13 CONTINUE
  GOTO 10
9 IF(NPMH.GE.540) GOTO 11
  NPMB1 = NPMH + 180
  NPMB2 = NPMH - 179
  IF (NPMH .GT.360) GOTO 14
  DIF = 500.
  I = NPMB1
  DO 15 J = NPMB2,NPMH
    X = ABS(AMOY(J)-AMOY(I))
    IF(X.GT.DIF) GOTO 15
    NPOS = J
    DIF = X
    I = I + 1
15 CONTINUE
  GOTO 120
14 CONTINUE
  I = NPMB1
  DIF = 500.
  DO 16 J = NPMB2,NPMH
    X = ABS(AMOY(J)-AMOY(I))
    IF(X.GT.DIF) GOTO 16
    NPOS = J
    DIF = X
    I = I + 1
  IF(I.GT.720) I = 1
16 CONTINUE
  GOTO 130
11 NPMB1 = NPMH - 540
  NPMB2 = NPMH - 180
  DIF = 500.
  I = NPMB1
  DO 17 J = NPMB2,NPMH
    X = ABS(AMOY(J)-AMOY(I))
    IF(X.GT.DIF) GOTO 17
    NPOS = J
    DIF = X
  
```

0000

CALCUL DE L'PMI ET SELECTION DE 100 VALEURS DE PRESSIONS

CALL RFPMI (PRES,NPMH,BIEL,VIL,ALES,PMI,VMORT,LU)
IF(NPMH.GT. 0.OR.NPMH.LT.670) THEN

J1 = NPMH-40
J2 = NPMH+59

ENDIF

IF(NPMH.LE.50)

THEN

J1=1
J2 = 100

ENDIF

IF(NPMH.GE.670)

THEN

J1 = 621
J2 = 720

ENDIF

WRITE(LU,*) J1,J2

WRITE(88,*,IOSTAT=ISO,ERR=73) PMI,(PRES(J),J=J1,J2)

WRITE(LU,*) 'PMI = ',PMI

GOTO 74

73 WRITE(LU,*) 'ERREUR ',ISO,' DANS LE WRITE DES PRESSIONS'
STOP

74 CONTINUE

4 CONTINUE

CLOSE(88)

WRITE(LU,*)

WRITE(LU,*) '!!!! PRISE DE MESURE TERMINEE '!!!!'

117 FORMAT(" PRISE DE MESURE TERMINEE")

STOP

END

C

SUBROUTINE DATE (JOUR,MOIS,IAN,IH,IMIN)

C

C

INTEGER ITIME(5),IYEAR,LM(12)

CALL EXEC(11,ITIME,IYEAR)

IMIN = ITIME(3)

IH = ITIME(4)

JOUR=ITIME(5)

IAN=IYEAR-1900

LM(1)=31

LM(2)=28

LM(3)=31

LM(4)=30

LM(5)=31

LM(6)=30

LM(7)=31

LM(8)=31

LM(9)=30

LM(10)=31

LM(11)=30

LM(12)=31

IBIS=MOD(IAN,4)

IF((IBIS.EQ.0).AND.(IAN.NE.0)) LM(2)=29

DO 1 I=1,12

MOIS=I

IF(JOUR.LE.LM(I)) RETURN

JOUR=JOUR-LM(I)

1 CONTINUE

RETURN

END

C
C
C
C

CALCUL DE L' RPMI ET SELECTION DE 100 VALEURS
DE PRESSI IS

CALL RPMI (PRES,NPMH,BIEL,VIL,ALES,PMI,VMORT,LU)
IF(NPMH.GT. J.OR.NPMH.LT.670) THEN

J1 = NPMH-40
J2 = NPMH+59

ENDIF

IF(NPMH.LE.50)

THEN

J1=1
J2 = 100

ENDIF

IF(NPMH.GE.670)

THEN

J1 = 621
J2 = 720

ENDIF

WRITE(LU,*) J1,J2

WRITE(88,*,IOSTAT=ISO,ERR=73) PMI,(PRES(J),J=J1,J2)

WRITE(LU,*) 'PMI = ',PMI

GOTO 74

73 WRITE(LU,*) 'ERREUR ',ISO,' DANS LE WRITE DES PRESSIONS
STOP

74 CONTINUE

4 CONTINUE

CLOSE(88)

WRITE(LU,*)

WRITE(LU,*) '!!!! PRISE DE MESURE TERMINEE '!!!!'

117 FORMAT(" PRISE DE MESURE TERMINEE")

STOP

END

C
C
C

SUBROUTINE DATE (JOUR,MOIS,IAN,IH,IMIN)

INTEGER ITIME(5),IYEAR,LM(12)

CALL EXEC(11,ITIME,IYEAR)

IMIN = ITIME(3)

IH = ITIME(4)

JOUR=ITIME(5)

IAN=IYEAR-1900

LM(1)=31

LM(2)=28

LM(3)=31

LM(4)=30

LM(5)=31

LM(6)=30

LM(7)=31

LM(8)=31

LM(9)=30

LM(10)=31

LM(11)=30

LM(12)=31

IEIS=MOD(IAN,4)

IF((IEIS.EQ.0).AND.(IAN.NE.0)) LM(2)=29

DO 1 I=1,12

MOIS=I

IF(JOUR.LE.LM(I)) RETURN

JOUR=JOUR-LM(I)

1 CONTINUE

RETURN

END

```

109 FORMAT(/,"0 = PAS DE MODIFICATION DES DONNES",/,
1"1 = MODIFICATION DES DONNEES")
READ (LU,*) I
IF (I .EQ.1 ) GOTO 1

```

C
C
C
C
C
C
C

STOKAGE SUR LE DISQUE.

OUVERTURE DU FICHER

```

OPEN(88,IOSTAT = ISO,ERR = 99,FILE = NOMC)
GOTO 70
99 WRITE(LU,*) 'ERREUR ',ISO,' DANS OPEN'
STOP

70 WRITE(88,*,IOSTAT = ISO,ERR = 71) JOUR,MOIS,IAN,IH,IMIN,RPM
1,FORCE,GAIN,NBACC,CONS,F,CH4,CO2
GOTO 72
71 WRITE(LU,*) 'ERREUR ',ISO,' DANS WRITE DES DONNEES'
STOP
72 CONTINUE
NCAN = 0
DO 4 K = 1,NBACC
CALL ACQUI(PRES,NCAN)
WRITE(LU,*) 'ACQUISITION NUMERO ',K

```

C
C
C

CONTROLE DU SIGNE DE PRES

```

AMIN = PRES(1)
AMAX = PRES(1)
NPOS = 1
NPOS1=1
DO 10 I = 2,720
IF (PRES(I) .GT. AMAX) NPOS = I
IF (PRES(I) .LT. AMIN) NPOS1= I
IF (PRES(I) .GT. AMAX) AMAX = PRES(I)
IF (PRES(I) .LT. AMIN) AMIN = PRES(I)
10 CONTINUE
AMIN = ABS(AMIN)
IF (AMAX.LT.0) WRITE(LU,112)
112 FORMAT(" TOUTES LES PRESSION SONT NEGATIVES !!!!!!!!!!!!!")

```

C
C
C

IMPRESSION ET MODIFICATION DE GAIN

```

DO 14 I=1,720
PRES(I) = (PRES(I)*4*GAIN*10)/113
14 CONTINUE

```

C
C
C

CALAGE DU CYCLE EN PRESSIONS ABSOLUES

TEST DU POINT MORT DE COMBUSTION

```

IF(ABS(NPOS-NPMH).LT.100) THEN
J=NPMH
ELSE
IF(NPMH.LE.360) J=NPMH+360
IF(NPMH.GT.360) J=NPMH-360
ENDIF

```

```

NPMH = J
IF(NPMH.LE.360) J = NPMH+360
IF(NPMH.GT.360) J = NPMH-360
WRITE(LU,*) 'NPMH = ',NPMH
AA = ABS(PRES(J)) + 1
IF(PRES(J).GE.0) AA = -PRES(J) + 1
DO 15 I = 1 , 720
PRES(I) = PRES(I) + AA

```

15

```

C      WRITE(LU,120)
120  FORMAT(/,"GAIN DU CONVERTISSEUR ? ")
      READ(LU,*) GAIN
C
C NB ACQUISITION
C
9     WRITE(LU,108)
108  FORMAT(/ "NOMBRE D'ACQUISITION ? ")
      READ (LU,*) NBACC
      IF((NBACC.LT.1).OR.(NBACC.GT.1000)) GOTO 9
C
C TEMPS POUR 100 NL
C
      WRITE(LU,139)
139  FORMAT("TEMPS NECESSAIRE POUR CONSOMMER 100 NL")
      WRITE(LU,*) 'OU TEMPS MIS POUR CONSOMMER 0.1 M3'
      READ(LU,*) CONS
C
C RICHESSE
C
      WRITE(LU,110)
110  FORMAT(" RICHESSE ?")
      READ(LU,*) F
C
C % CH4
C
      WRITE(LU,103)
103  FORMAT(/," % EN CH4 ?")
      READ (LU,*) CH4
C
C % CO2
C
      WRITE(LU,104)
104  FORMAT(/," % EN CO2")
      READ (LU,*) CO2
C
C NPMH
C
      WRITE(LU,200)
200  FORMAT("NPMH?")
      READ(LU,*) NPMH
C
C VERIFICATION DES DONNEES.
C -----
C
      I = 26
      WRITE(LU,106) I
106  FORMAT(A2)
      WRITE(LU,*) ' CONTROL DES DONNEES.'
      WRITE(LU,*) ' ====='
      WRITE(LU,*) '
      WRITE(LU,*) JOUR, '-', MOIS, '-', IAN, ' ', IH, '-', IMIN

      WRITE(LU,157) NOMC
157  FORMAT("NOM DU FICHER ",A10)
      WRITE(LU,*) 'VITESSE DE ROTATION = ',RPM,' TOURS PAR MINUTE'
      WRITE(LU,*) 'FORCE = ',FORCE,' NEWTONS'
      WRITE(LU,*) 'GAIN DU CONVERTISSEUR = ',GAIN
      WRITE(LU,*) 'NOMBRE D ACQUISITION = ',NBACC
      WRITE(LU,*) 'TEMPS POUR LA CONSOMMATION = ',CONS
      WRITE(LU,*) 'RICHESSE = ',F
      WRITE(LU,*) '% EN CH4 = ',CH4
      WRITE(LU,*) '% EN CO2 = ',CO2
      WRITE(LU,*) ' NPMH = ',NPMH
      WRITE (LU,100)

```

FTN7X,L
#FILES(0,2)

PROGRAM MESUR

```
C *****
C *
C * PROGRAMME DE PRISE DE MESURES DE PRESSION SUR
C * -----
C * BANC D'ESSAI MOTEUR.
C * -----
C *
C *
C * CE PROGRAMME EFFECTUE UNE PRISE DE MESURES
C * ET CREE UN FICHER DISQUE.
C *
C *
C *
C *****
```

```
DIMENSION MES(720),IPAR(5),PRES(720)
CHARACTER NOM*6,NOMC*28
CALL RMPAR(IPAR)
LU = IPAR(1)
CALL DATE(JOUR,MOIS,IAN,IH,IMIN)
BIEL=20.349
VIL=4.1275
COURS=8.235
ALES=7.62
VMORT=70.34
```

```
UNITE BIEL-ALES-VIL-COURS:CM
UNITE VMORT :CM*3
NOMH:POSITION ANGULAIRE('V) DU POINT MORT HAUT
BIEL:LONGEUR DE LA BIELLE
VIL:RAYON DE LA MANIVELLE
COURS:COURSE=2*VIL
ALES:ALESAGE
VMORT:VOLUME MORT
```

LECTURE DES DONNEES.

```
ICTRLZ = 26
1 WRITE (LU,100) ICTRLZ
100 FORMAT (A2)
WRITE (LU,101)
101 FORMAT (5X,70(1H*),/,5X,1H*,60X,1H*,/,5X,1H*,
1" PROGRAMME DE PRISE DE MESURE DE PRESSION.",25X,1H*,
242(1H-),24X,1H*,/,5X,1H*,60X,1H*,/,5X,70(1H*),////,
3"NOM DU FICHER ? (6 LETTRES)")
READ (LU,102) NOM
102 FORMAT (A6)
NOMC=' /ETUD/ISABELLE/MESURE/ '//NOM
WRITE (LU,*) NOMC
```

VITESSE DE ROTATION

```
WRITE (LU,105)
105 FORMAT (/, "VITESSE DE ROTATION MOTEUR EN TR/MIN ? ")
READ (LU,*) RPM
```

FORCE

```
WRITE (LU,107)
107 FORMAT (/, "FORCE EN NEWTON ? ")
READ (LU,*) FORCE
```

ANNEXE 2

DETERMINATION
EXPERIMENTALE DE
LA VITESSE DE
PROPAGATION DE LA
FLAMME

DETERMINATION EXPERIMENTALE DE LA VITESSE DE COMBUSTION DU BIOGAZ

I. COMBUSTION DANS UN TUBE CYLINDRIQUE .

1_ Le mélange est allumé à l'extrémité débouchante du tube , et se propage vers l'extrémité fermée .

La conservation de la masse des gaz frais fournit :

$$\left(\frac{\partial (\rho_f \cdot V_f)}{\partial t} \right) = - \rho_f \cdot A \cdot U$$

ρ_f = masse volumique des gaz frais .

V_f = volume des gaz frais .

A = surface de la flamme .

Avec la supposition U constante sur toute section du tube .

Si ρ_f est constant on a :

$$\left(\frac{\partial V_f}{\partial t} \right) = - A \cdot U$$

Si la vitesse du front de flamme U_t est uniforme sur toute la section droite du tube notée a :

$$\frac{\partial V_f}{\partial X} = a \quad \text{et} \quad U_t = \frac{dX}{dt}$$

$$\frac{\partial V_f}{\partial t} = \frac{\partial V_f}{\partial X} \cdot \frac{dX}{dt} = a \cdot U_t$$

Ce qui donne :

$$U_t = \frac{a}{A} \cdot U_t$$

2_ Il a été montré qu'une flamme plane est instable . au fur et à mesure qu'elle se propage sa forme change et ainsi on sait que l'hypothèse U_t constante n'est pas valable . D'où la nécessité et l'objectivité de l'utilisation des différents facteurs de turbulence . Alors on utilise l'équation :

$$dV_f = - a \cdot dX + U_g \cdot a \cdot dt .$$

Avec U_g vitesse des gaz frais moyenne sur une section droite du tube .

En remplaçant dans l'équation de conservation on obtient :

$$U_t = \frac{a}{A} (U_t - U_g) .$$

3_ Pendant la propagation de la flamme les forces de viscosités dans les gaz brûlés ralentissent le front de flamme . La pression dans les gaz frais juste devant le front augmente et l'hypothèse ρ_f constante n'est plus tout à fait exact .

4_ La mesure de la surface de flamme A est très difficile vu la non symétrie . Plusieurs auteurs ont tabulé la surface du front de flamme (chap 10) . Seulement l'hypothèse d'une flamme sphérique centrée sur la bougie d'allumage pour un moteur à combustion interne reste valable . Ceci permet de faciliter le calcul de la surface du front de flamme . En effet on écrit l'équation de la surface d'une flamme centrée sur la bougie en fonction du rayon de la sphère .

II_ COMBUSTION DANS UNE ENCEINTE .

Le mélange combustible est entouré par une enveloppe qui peut être soit une de savon soit une chambre à volume constant .

Le mélange est allumé au centre et on considère que le front de flamme se propage sphériquement . Loin du point d'allumage son rayon de courbure étant grand , la flamme peut être considérée comme monodimensionnelle plane .

Plusieurs méthodes peuvent être utilisées :

a/ On utilise l'équation de conservation de la masse des gaz frais :

$$U = \frac{dR_b}{dt} \cdot \frac{R^3 - R_b^3}{3R_b^3 \cdot \gamma_f} \cdot \frac{1}{P} \cdot \frac{dP}{dt}$$

Avec :

R : rayon de la sphère .

R_b : rayon de la sphère des gaz brûlés .

γ_f : gamma des gaz frais .

P : pression dans la chambre .

La difficulté de cette méthode réside dans la mesure optique de R_b . Ceci en ayant supposé $dP/dt = 0$ qui permet d'annuler le deuxième terme de l'équation .

b/ On pourrait aussi calculer la masse volumique dans l'enceinte suivante :

$$U = \frac{\rho_b}{\rho_f} \left[U_t + \frac{R_b}{3 \cdot \gamma_b} \cdot \frac{1}{P} \cdot \frac{dP}{dt} \right]$$

On considère un passage brutale, au travers du front de flamme, de la température des gaz de T_f à T_b .

Ce qui peut donner ρ_b :

En effet :
$$\frac{\rho_b}{\rho_f} = K \frac{T_f}{T_b} \quad \text{avec } K \approx 1,2$$

c/ On pourrait faire le même calcul dans une bulle de savon .

Le deuxième terme s'annule puisque $dP/dt = 0$.

L'enveloppe élastique permet de calculer :

$$\frac{\rho_b}{\rho_f} = \frac{R_0^3}{R_p^3}$$

Avec :

R_0 : rayon initial de la sphère de gaz frais .

R_p : rayon final pour lequel le front de flamme atteint l'enveloppe .

et on a :

$$U = \left[\frac{R_0}{R_p} \right]^3 \cdot U_t$$

Là aussi on se trouve devant un inconvénient qui est la difficulté de mesurer R_u .

d/ La dernière approche qui nous reste est la mesure directe de U_u . On écrit alors :

$$U = U_t - U_g .$$

U_g est mesurée par anémométrie à fil chaud . Malheureusement , dans cette méthode , il faudrait trouver des fils qui peuvent résister à la température des gaz brûlés , ce qui n'est pas évident .

La meilleure chambre de combustion qui permet de réaliser l'hypothèse d'une combustion sans perte thermique est une chambre sphérique . En effet l'allumage s'effectuant au centre , le front de flamme ne vient en contact des parois qu'à la fin de la combustion .

Pour cela il faudrait une équation qui donne U en fonction des rayons et des pressions qui sont des grandeurs accessibles à l'expérimentation comme décrit ci-après .

III Influences du taux de CO_2 sur la vitesse de flamme .

Pour cela on réalise 3 mélanges de CH_4 et CO_2 .

1_ CH_4 air à 6 bars .

2_ CH_4 + air + 1/2 CO_2 à 6 bars .

3_ CH_4 + air + CO_2 à 6 bars .

Et on fait les relevés expérimentaux (fig n° A 1)

Deux remarques importantes sont émises :

1_ Diminution de la pression maximale avec augmentation du taux de CO_2 .

2_ Augmentation du temps de combustion , donc diminution de la vitesse de combustion , avec l'augmentation du taux de CO_2 .

On peut aussi conclure que la formule empirique :

$$U = U_u \left[\frac{T_i}{T_u} \right]^\alpha \cdot \left[\frac{P}{P_u} \right]^\beta$$

représente la réalité quand il n'y a pas de CO_2 . Comme notre combustible est un mélange de CH_4 et de CO_2 , la formulation est éliminée par évidence.

Pour le calcul de α et U_0 , on fixe P/P_1 et deux pressions P on aura 2 équations de la forme :

$$\log U = \log U_0 + C_1 \cdot \alpha + C_2$$

C_1 et C_2 constantes.

On a U à partir de l'équation.

et β est la valeur moyenne trouvée.

La résolution du système fournit U_0 et α .

L'expérience est réalisée pour plusieurs P/P_1 et P , et la valeur moyenne de U_0 et α est celle du mélange.

Les expériences menées à l'institut de mécanique de l'E. N. S. M. A on donné le tableau de la figure A 2 qui concorde avec les valeurs de la littérature.

Huitième Partie

BIBLIOGRAPHIE

B I B L I O G R A P H I E

1_ A. G. GAYDON et H. G. WOLFHARD .

" Flames , their structure , radiation and temperature "
Chapman and Hall , Londres 1960 .

2_ P. LAFFITTE .

" Propagation des flammes dans les mélanges gazeux "
Mac Graw Hill , New York 1939 .

3_ B. LEWIS et VON ELBE .

" Combustion , Flames and Explosion of Gases " 1961 .
Document de la bibliothèque royale Belgique .

4_ D. B. SPALDING .

" Convective Mass Transfer "
Wiley , New York 1963 .

5_ D. DEFIVES .

" Transfert de matière : "
Document Interne I. F. P n° 13425

6_ J. SURUGUE et M. BARRERE .

" Combustion "
Wiley , New York , 1963 .

7_ F. S. DAINTON .

" Chain reactions "
Revue "S. A. E " n° 1523C 1956

8_ N. N. SEMENOVE .

" Some Problems of Chemical Kinetics and Reactivity "
Editions Moscou , 1958 .

9_ G. I. MINKOFF et C. F. H. TIPPER .

" Chemistry of Combustion Reactions "
Butter Worths , Londres , 1962 .

10_ A. MONTET .

" Experimental Methods In Combustion Research "
Tome 1 , 13252 , 1961 .

11_ F. LEBouc .

" Experimental Methos In Combustion Research "
Tome 2 , 13262 , 1961 .

12_ P LAFFITTE et J. COMBOURIEN .

" Experimental Methods In Combustion Research "
Tome 3 , N . A . T . O , 13272 , 1961 .

13_ G. JAHN .

" Les vitesses de réactions de Phase Gazeuse "
Mac Graw Hill , 1954 .

14_ M. E. EVANS .

" Current theoretical Concepts of Steady State "
Mac Graw Hill , 1952 .

15_ J. JEANS .

" An Introduction to the Kinetics Theory of Gases "
Cambridge University Press , 1952 .

16_ N. N. SEMENOVE .

" Some Problems of Chemical Kinetics Theory of Gases "
Document I . F . P n° 415236 . 1958 .

17_ A. H. SHAPIRO .

" The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluids "
Ronald press , New York 1953 .

18_ W. JOST .

" Explosion and Combustion Process In Gases "
Mac Graw Hill , New York 1962 .

19_ G. J. MINKOFF et C. F. H. TIPPER .

" Chemistry of Combustion "
Mac Graw Hill , New York 1962 .

20_ V. Y. SHTERN .

" The gas Phase Oxydation of Hydrocarbons "
Edition Moscou , 1964 .

21_ F. A. WILLIAMS .

" Combustion Theory "
Wiley , New York , 1965 .

22_ B. N. KONDRATIEV .

" Chemical Kinetics of Gas Reaction "
Academie des sciences , U. R. S. S. 1958 .

23_ G. WOSCHNI .

" A Universally Applicable Equation For The Instantaneous heat
Transfert Coefficient In the Internal Combustion Engine "
Maschinenfabrik Augsburg 670931 .

24_ R. B. KRIEGER et G. L. BORMAN .

" The Computation of Apparent Heat Release For Internal Combustion
Engines "
A. S. M. E . Publication 66- W A / D G P-4 1967 .

25_ V. S. BALKIN . A. V. VYUN . L. S. KOZACHENKO .

" Determination of Burning Velocity From The Pressure Recording
A Constant Volume Bomb "
Fizik Goreniya , Vzryva U D C 53646 , 1967 .

26_ R. J. B. WAY .

" Methods for Determination of Composition and Thermodynamic
Properties of Combustion Products for Internal Combustion Engine
Calculations "
School of Engineering University of Bath .

27_ B. SALE .

" Contribution à l'étude de la Combustion Normale dans les Moteurs
à allumage Commandé "
Institut Français Du petrole 1958 .

28_ R. COLIN. FERGUSSON . et C. JAMES. KECK .

" On Laminar Flame Quenching and Its Application To Spark Ignition
Engines "
Massachusetts Institute of Technology D. M. E 1977 .
n° 197-205 .

Simulation des phénomènes internes d'un moteur à allumage commandé .
" Combustion du biogaz "

30_ O. HENZE et F. FISSON .

" Modèle de Combustion Par Tranche "
E. N. S. M. A C. N. R. S n° 201 1987 .

31_ R. A. PHILLIPS et P. L. ORMAN .

" Simulation of Combustion In A Gasoline Engine Using A Digital
Computer "
Shell Research Ltd

32_ R. VICHNIEVSKY .

" Reflexion Sur Les Echanges Thermiques Dans Une Machine à
Piston "
Université de Paris VI Document Interne .

33_ R. VICHNIEVSKY . J. JULLIEN et M. ROBERT .

" Echanges Thermiques Dans Les Moteurs à Piston "
Université de Paris VI Revue I. F. P 1973 .

34_ MANFRED HASELHORST et WALTER ERWIG .

" Pré-Ignition And Knock Behavior of Alcohol Fuels "
S. A. E 821210 1982 .

35_ A. DOUAUD .

" Elements D'Analyse du Cliquetis et de ses Effets "
Institut Français du Pétrole 1982 Octobre .

36_ C. S. HAWKINS . J. FULS et F. J. C. HUGO .

" Sunflower Oil Esters : An Alternative Fuel For Direct Injection
Diesel engines "
S. A. E 831356 Septembre 1983 .

37_ G. G. LUCAS et M. F. J. BRUNT .

" The Effect of Combustion Chamber Shape On the Rate of Combustion
In A Spark Ignition Engine "
University of Technology , Loughborough , Leicestershire .
S. A. E 820165 1982 .

38_ BERNARD LEDUC .

" Les Bases Théoriques et Pratiques de la Comparaison des
Performances des véhicules équipés de moteur à essence et
moteur Diesel "
Revue " T " Tidsskrift n° 1 1984 .

39_ E. GENGEMBRE . P. COMBRAY . D. KARMED . J. C. BELLET .

" Turbulent Diffusion Flames With Large buoyancy Effcts "
E. N. S. M. A C. N. R. S n° 193 Juillet 1983 .

40_ S. BENNANI . T. BOUNAHMIDI . M. A. BOURAS . R. SALMI .

" Contribution au Développement D'une Banque de Données
Physico-Chimiques "
Premier Colloque Maghrebin Sur Les Modèles Numériques .
Novembre 1987 Vol 1 .

42_ W. A. SIRIGNANO .

" One Dimensional Analysis of Combustion In A Spark Ignition
Engine "
Princeton University N . J .

43_ R. S. BENSON . W. J. D. ANNAND et P. C. BAMAH .

" A Simulation Model Including Intake and Exhaust Systems For A
single cylindre four - Stroke cycle Spark Ignition Engine "
University of Manchester M. E. D .

44_ NORIMASA . H. D. A . OSMAN KAWAGUCHI et G. TAKESHI .

" Premixed Flame Propagating Into A narrow Channel At A High Speed
Transient Behavior of The Properties of The following Gas Inside
The Channel "

Faculty of Science and Tecnology Japan .

45_ B. LEDUC .

" Modélisation de la Combustion dans Les Moteurs à Allumage
Commandé Influence des Gaz Résiduels "

Thèse Doctorale 1978 .

46_ P. CLAVIN .

" Combustion des Gaz prémélangés et Théorie des Flammes "

Revue Générale de thermique n° 310 1987 .

47_ R. MALY et G. ZIEGLER .

" Thermal Combustion Modeling Theoretical and Experimental
Investigation of the Knoking Process "

University of Stuttgart 820759

48_ W. J. D. ANNAND . B. SC .

" A New Computation Model of Combustion In the spark Ignition
engine "

Combustion Engine Group

49_ A. BY . B. KEMPUISKI et J. M. RIFE .

" Knock In Spark Ignition Engines "

Massachusetts Institute of Technology 810147 .

50_ ROWLAND. S. BENSON et N. D. WHITEHOUSE .

" Internal Combustion Engines . Tome 1 et Tome 2 "

Frankfurt .

51_ 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 .

52_ B. S. SAMAGA et B. S. MURTHY .

" On the Problem of Predicting burning rates In A Spark Ignition engine "
Society of automotive Engineers Inc 750688 . 1975 .

53_ JAMES. N. MATTAVI. . EDWARD. G. GRAFF. . H. JOHN LIENESH .

" Engine Improvements Through Combustion Modeling "
Matekunas and Robert N Noyes .

54_ AHMED. SABOR .

" Combustion Dans les Moteurs à Charge Stratifiée "
Thèse de doctorat .

55_ JAMES. G. HANSEL .

" A Turbulent Combustion Model of Cycle to cycle Combustion Variations In Spark Ignition Engines "
Combustion Science and Technology 1970 Vol 2

56_ M. THIELLIEZ .

" Nouvelle Description Paramétrique de la Loi de Dégagement de Chaleur des Moteurs Diesel à Injection Directe "
Entropie n° 105 1982

57_ G. G. LUCAS et E. H. JAMES .

" A Computer Simulation of Spark Ignition Engine "
S. A. E 730053 .

58 - AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS .

" Standart Metric Practice Guide "
Document 4546 .

59_ JAQUES PICHARD .

" Mécanique des Fluides Appliquée aux Moteurs à Capsulisme "
Conservatoire National Des Arts et Métiers .

60_ M. GIOT .

" Phénomènes Thermiques et Hydrauliques no Stationnaires "
Cycles de Conférences Octobre 1976 .

62_ CHERIAN . OLIKARA et GARY. L. BORMAN .

" A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium
Combustion Products "
S. A. E. n° 750468 University of Wisconsin .

63_ A. DOUAUD .

" Perspectives d'Amélioration du Rendement à très Faible Charge "
Revue I. F. P n° 36 1981

65_ BOUMAHRAT .

" Méthode Numérique "
S. N. E. D

66_ DUGGER. G. L. et HEIMEL. S .

" Flame Speeds of Méthane Air , Propane Air at Low initial
Temperatures "
N. A. C. A. T. N 2624 1952

67_ MALLARD. E. et LE. CHATELIER. H .

" Annales de Mines . "

68_ A. DOUAUD .

" Optimisation énergétique des Chambres de Combustion à Haut Taux
de Compression "
Revue I. F. P. n° 2 1985 .
