

وزارة التعليم و البحث العلمي
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : Génie Mécanique

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

1 en

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

Simulation Expérimentale
D'un Moteur Monocylindre
(Version Diesel)
Et Bilan Energétique

Proposé Par :

M^r. BENBRAIKA

Etudié par :

Z. MOUZALI

Dirigé par :

M^r. BENBRAIKA

PROMOTION : Juin 89



R-E-M-E-R-C-I-E-M-E-N-T-S

Je remercie vivement mon promoteur,
M^{ie} BENBRAIKA pour son aide précieuse et
sa compréhension, ainsi que tous ceux qui
ont participé à ma formation.

Je tiens aussi à remercier M^{ie} SOUHLAH
KAMEL qui m'a beaucoup aidé dans l'impression
de ce polycope.

D-E-D-I-C-A-C-I-O-N-S

A mes très chers parents

A mes frères Hassan et Redouane

A tous ceux qui me sont chers

— Je dédie cet humble travail.

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
DEPARTEMENT: GENIE MECANIQUE
PROMOTEUR : BENBRAIKA MOHAMMED
ETUDIANT : MUUZALI ZINE EDDINE

وزارة
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
الهندسة الميكانيكية
المشرف: محمد بن بريك
الطالب: موزالي زين الدين

الموضوع : محاكاة تجريبية لمحرك أحادي الاسطوانة (ترجمة ديزل) مع امدار الرصيد الطاقي

الملخص : ان العمل الذي قمنا به يخص محاكاة القدرات لمحرك أحادي الاسطوانة المستهلك في منصة التجارب TD43. لقد قمنا بهذا للصدء بإعداد برنامج معلوماتي قوامه طريقة "حدريه" (تقليل فرق الربعات) ، كما حاولنا تطبيق هذا البرنامج على محركات أخرى ولتأطير عملنا ، قمنا بحساب كتلت التبادلات الطاقوية للمحرك ، بالإضافة إلى تحليل غازات النفاث وذلك لتحديد توزيع الحرارة الاجياليه .

Sujet: Simulation expérimentale d'un moteur monocylindre (Version diesel) et bilan énergétique.

Résumé: Notre travail consiste à simuler les performances du moteur monocylindre du banc d'essai TD43. A cet effet nous avons élaboré un programme informatique basé sur la méthode des moindres carrés. Nous avons tenté de l'adapter à d'autres moteurs.

Pour mieux cadrer notre travail nous avons établi le bilan énergétique, fait des analyses des gaz d'échappement et donc proportionné la chaleur totale du moteur.

Subject: Experimental simulation of a monocylinder engine in diesel mode ,and energetical balance sheet.

Abstract: Our work consiste in to simulate the performances of a monocylinder engine of a test bench TD43 working on diesel.

We have elaborated an informatical program based on a least squar's method and tried to adapt it to other ingines.

In complement of this work,we have established the energetical balance sheet,and added the analysis of exhaust gas in order to proportionate à total heat of ep-gine.

S-O-M-M-A-I-R-E

	Page
Table des Matières	
Introduction	1
CHAPITRE. I	
I.A- Performances du moteur et méthode de calcul	2
I.B- Généralités	2
I.C- Notion de puissance	3
I.D- Méthode de calcul	3
CHAPITRE. II	
II.A- Introduction	10
II.B- Notion de modèle d'approximation	10
II.C- Approximation ou lissage et interpolation	12
II.D- Approximation par un polynome déterminé par la méthode des moindres carrés	14
II.E- Algorithme de calcul	17
II.F- Présentation des modèles et comparaison des ré- sultats pour un taux de compression de 17.5	18
II.G- Organigramme	34
CHAPITRE. III	
III.A- Bilan calorifique	37
III.B- Calcul du bilan calorifique	38
III.C- Estimation de la chaleur spécifique des gaz d'échappement	42
III.D- Commentaire sur les résultats expérimentaux	47

CHAPITRE. IV

Page

IV.A- Généralités.....	48
IV.B- La combustion.....	48
IV.C- Calcul de combustion.....	50
IV.D- Analyse des gaz d'échappement.....	52
IV.E- Les réactifs.....	53
IV.F- Mode opératoire.....	54
IV.G- Commentaire sur les résultats d'analyse.....	56
Cf : CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS.....	57
ANNEXE.....	59
Bibliographie.....	73

NOTATION DE QUELQUE PARAMETRES

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
 المكتبة — BIBLIOTHEQUE
 Ecole Nationale Polytechnique

SYMBOLE *****	DESIGNATION *****	UNITE *****
CO	Couple effectif	N.m
PU	Puissance effective	Kw
Cs	Consommation spécifique	Kg/Kwh
RVO	Rendement volumétrique	
RME	Rendement mécanique	
RTE	Rendement thermique	
Mef	Débit masse d'eau de refroidissement du calorimetre	Kg/h
Mec	Débit masse d'eau de refroidissement de la culasse	Kg/h
Tem	Température d'entrée d'eau de refroidissement du moteur	°C
Tsm	Température de sortie de l'eau de refroidissement du moteur	°C
Cpf	Chaleur spécifique de l'eau du calorimetre	Kj/Kg.K
Cpc	Chaleur spécifique de l'eau de refroidissement du moteur	Kj/Kg.K
Qrf	Chaleur de refroidissement de la culasse	Kw
Qg	Chaleur des gaz d'échappement	Kw

CHAPITRE: I

A- Performances du moteur et méthodes de calcul

B- Généralité

C- Notion de puissance

D- Méthode de calcul

INTRODUCTION

Un système mécanique, physique, chimique,, peut se concevoir comme étant une relation entre des causes (ou variables d'entrée), et des conséquences (ou variables de sortie).

Alors très souvent, l'étude d'un tel système, revient à prévoir le comportement, ou plus explicitement, l'état ou l'évolution des grandeurs de sortie en réponse à une valeur ou une variation des grandeurs d'entrée.

Dans cette perspective nous avons axé notre travail. Il consiste à élaborer des modèles de simulation des performances d'un moteur monocylindre à combustion interne à taux de compression variable, en version diesel.

L'établissement d'un programme informatique est spécialement indiqué, pour répondre à des exigences imposées (approche théorique et précision dans le calcul).

En conséquence, nous avons établi un programme informatique de simulation, pour le moteur monocylindre équipant le banc d'essai TD43. Outre le calcul des performances à des régimes bien définis, le programme permet de prévoir les performances pour des situations qu'on ne peut avoir par l'expérience, et ainsi aider à l'optimisation des caractéristiques du moteur.

Dans le souci d'assurer une complémentarité à notre travail, nous avons jugé très utile l'adjonction de chapitres traitant l'analyse des gaz d'échappement et les bilans thermiques du moteur.

I-A): PERFORMANCES DU MOTEUR ET METHODE DE CALCUL

I-B): GENERALITES

I-B-1) DESCRIPTION DU BANC

Le banc d'essai TD43 est équipé d'un moteur diesel monocylindre à quatre temps, refroidi par eau, le taux de compression varie entre 5 et 10.

Il existe un surpresseur d'alimentation qui peut être utilisé avec les versions diesel et essence injecté.

Le moteur est accouplé directement à un dynamomètre électrique qui sert à mettre le moteur en marche et le faire tourner lors des essais de friction. Le moteur et le dynamomètre sont montés tous deux sur un socle rigide en acier reposant lui-même sur quatre pieds Anti-vibrations.

Deux consoles sont montées derrière le moteur et le dynamomètre.

Celle de gauche regroupe les commandes électriques du dynamomètre en mode moteur et en mode générateur et les commandes de sélection de la charge.

La console de droite porte les instruments de mesure des performances du moteur TD43.

Des réservoirs d'essence et de gaz-oil sont montés sur le dessus de la console de droite, ainsi que le réservoir d'eau de refroidissement.

Derrière la console sont montés un débitmètre visqueux destiné à mesurer la consommation d'air du moteur, et l'ensemble ventilateur, radiateur assure le refroidissement du moteur.

Des changements ont été apportés au banc, du fait que les capteurs électro-magnétiques ne donnaient pas de bonnes valeurs.

Alors on a ajouté un Ampère-mètre et un volt-mètre donnant l'intensité et la tension aux bornes de la génératrice, ce qui nous permettra le calcul de la puissance et du couple au frein.

I-C); NOTION DE PUISSANCE

La raison d'être des moteurs thermiques est la production de la puissance, ceci étant réalisé en:

- comprimant un fluide froid
- introduisant de l'énergie calorifique pour augmenter la température du fluide.
- détendant le fluide chaud pour en extraire le travail moteur
- rejetant la chaleur surabondante et revenir ensuite aux conditions initiales. /1/

I-D); METHODE DE CALCUL

1°) PUISSANCE ET COUPLE AU FREIN;

Cette puissance est obtenue alors que le moteur travaille contre l'action du frein.

De là on détermine le couple moteur (le frein est un dynamomètre électrique qui dissipe l'énergie par un réseau de résistance)

$$\text{Puissance au frein} = E.I = (U + R.I).I$$

$$= \frac{2.\pi.N}{60} . C$$

où

R: Résistance interne du dynamomètre

$$R = 0.2 \text{ (Ohms)}$$

U: La tension aux bornes du dynamomètre (Volts)

I: L'intensité du courant (Ampères)

N: Le nombre de tours par minute

C: Le couple (N.m)

La puissance est déterminée dans ce cas là en (Watt)

2°) LA CONSOMMATION DE CARBURANT

Il s'agit de mesurer le temps nécessaire pour la consommation des différents volumes v_i , connus, avec:

$$v_i = (8, 16, 32) \text{ en (ml)}$$

2-1: Consommation volumique-

C'est la valeur moyenne des consommations calculées par unité de temps, elle est donnée par:

$$\dot{V} = \left(\frac{8}{t_1} + \frac{16}{t_2} + \frac{32}{t_3} \right) \cdot \frac{1}{3} \quad (\text{ml/s})$$

2-2 : Consommation massique-

Elle se détermine à partir de la consommation volumique, elle est donnée par:

$$\dot{m}_c = \rho_c \cdot \dot{V}$$

avec ρ_c , la masse volumique du combustible.

$$\rho_c = 0.84 \text{ (Kg/l) pour le gaz-oil}$$

d'où

$$\dot{m}_c = 0.84 \cdot 3600 \cdot 10^{-3} \cdot \dot{V} = 3.024 \cdot \dot{V} \text{ (Kg/h)}$$

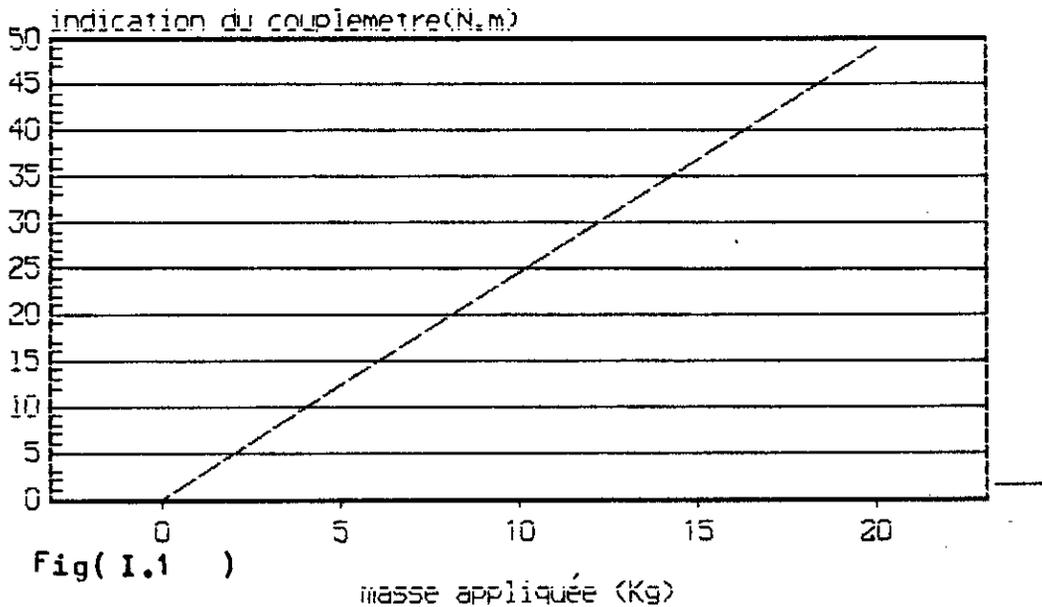
2-3 : Consommation spécifique:

C'est un critère utile pour l'appréciation du caractère économique de l'énergie délivrée.

$$S_{fc} = \frac{\text{Consommation de carburant (masse/unité de temps)}}{\text{Puissance au frein}}$$

$$S_{fc} = \frac{\dot{m}_c}{\text{Puissance au frein}} \quad (\text{Kg/Kw.h})$$

GRAPHF POUR ETALONNAGE TYPE
DU COUPLEMETRE



0.3 (Kg/kw.h) est une valeur type de la consommation spécifique. Plus elle est faible plus le moteur est économique.

: LA FRICTION

La différence entre la puissance indiquée et la puissance au frein représente les pertes d'énergie dues aux friction mécaniques.

$$\text{Pertes de friction} = \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60} \cdot C_f$$

C_f : Couple de friction (N.m)

Le couple de friction est déterminé en plaçant des masses de 5 Kg progressivement sur l'acroche-poids derrière la génératrice, alors l'indicateur du couple donnera les valeurs correspondantes suivant la fig(1.1).

Le zéro relatif doit être réglé à 50. Quand la génératrice tourne, on lira la valeur du couple indiquée par le cadran.

Alors le couple de friction aura la valeur donnée par:

$$C_f = 50 - (\text{Valeur lue}) \quad (\text{N.m})$$

4 ; LES RENDEMENTS

Trois rendements élémentaires composent le rendement global d'une machine thermique alternatif.

4-1) Rendement thermique

C'est le rapport entre la valeur calorifique introduite dans le moteur et la quantité de travail fournie par ce dernier.

Ainsi il donne la meilleure appréciation sur le rendement global du moteur.

$$\eta_{th} = \frac{\text{Puissance au frein}}{\text{Energie fournie}}$$

$$\text{Energie fournie} = \dot{m}_c \cdot P_c^i$$

P_c^i : Pouvoir calorifique inférieur du combustible en (Kj/Kw.h)

$$\eta_{th} = \frac{\text{Puissance au frein}}{\dot{m}_c \cdot P_c^i}$$

$$\eta_{th} = \frac{1}{\frac{\dot{m}_c}{\text{Puissance au frein}} \cdot P_c^i} = \frac{3600}{S_{fc} \cdot P_c^i}$$

4-2) Rendement mécanique

La pression moyenne indiquée exprime le travail produit dans le cylindre et elle n'est pas recueillie entièrement sur l'arbre.

Ceci est dû aux frottements nés du déplacement relatif des pièces en contact sur charges.

$$\eta_m = \frac{\text{Puissance au frein}}{\text{Puissance indiquée}}$$

$$\eta_m = \frac{\text{Puissance au frein}}{\text{Puissance au frein} + \text{Puissance de friction}}$$

4-3) Rendement volumétrique

Il résulte de l'énergie qu'il faut développer pour vaincre

- La résistance à l'aspiration d'air frais
- La résistance à l'évacuation des gaz brûlés

Alors à basse vitesse et pleine ouverture d'admission cette énergie est pratiquement nulle, cependant à pleine vitesse elle peut atteindre une pression moyenne effective de 3 bars. /1/

On définit donc le rendement volumétrique comme étant le rapport entre le poids du fluide travaillant effectivement aspiré dans les cylindres et le poids du même fluide s'il remplissait totalement le volume déplacé par le piston. /4/

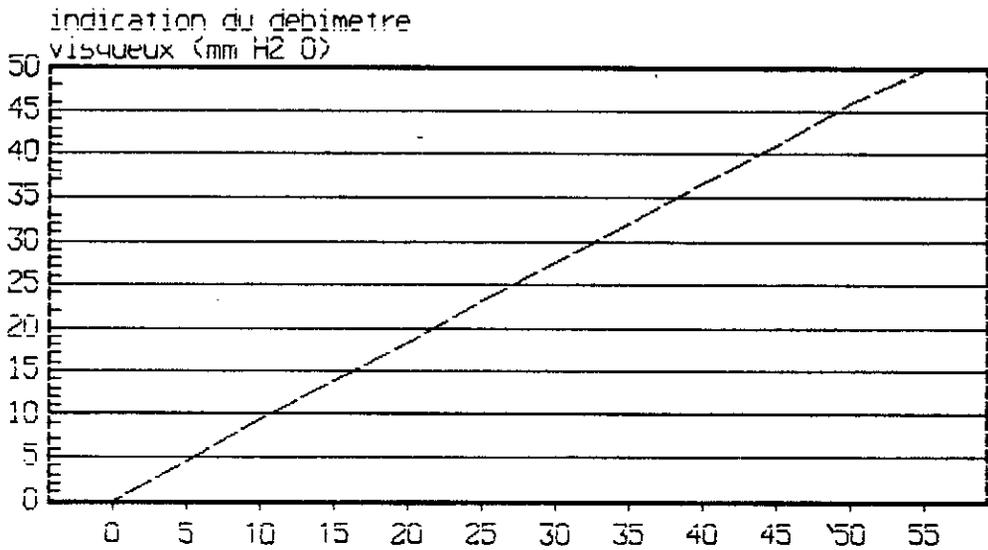
La cylindrée du moteur étudié est de 582 cm³, et la masse d'air nécessaire pour remplir ce volume par unité de temps est de:

$$\dot{m}_a = \rho_a \cdot 582 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{N}{2 \cdot 60}$$

$$\dot{m}_a = \rho_a \cdot 4.85 \cdot 10^{-6} \cdot N \quad (\text{Kg/s})$$

$$\eta_v = \frac{\text{masse d'air/h}}{0.0175 \cdot \rho_a \cdot N}$$

GRAPHE POUR ETALONNAGE TYPE
DU DEBITMETRE VISQUEUX



Fig(I.2) débit masse d'air (Kg/h)

5 : RAPPORT AIR/COMBUSTIBLE

Le rapport idéal est de 14.6/1 ceci implique une combustion complète.

Seulement en pratique η_{th} maximum au frein s'obtient avec un mélange relativement pauvre (17/1), alors que la puissance maximale est obtenue avec un mélange plus riche (12/1).

$$r = \frac{\text{Débit masse d'air}}{\text{Débit masse de combustible}}$$

Le débit masse d'air est donné par la courbe d'étalonnage du débitmètre visqueux. Fig(I.2)

Et en multipliant le débit masse par un facteur correctif, égale à :

$$3.564 \cdot P_a \cdot \frac{t + 387}{(t + 273)^{2.5}} \quad , \quad P_a: \text{ en (mbars) } , \quad t: \text{ en } (^{\circ}\text{C})$$

::REMARQUE-

Pour la détermination du débit masse d'air on pourrait appliqué la formule suivante:

$$D(\text{Kg/h}) = 0.916 \cdot x \cdot K$$

avec K:Le coefficient de correction .

x:La pression lue en (mmH₂O) .

CHAPITRE: II

- A-Introduction
- B-Notion de modèle d'approximation
- C-Approximation ou lissage et interpolation
- D-Approximation par un polynome déterminé par la méthode des moindres carrés
- E-Algorithmes de calcul
- F-Présentation des modèles et comparaison des résultats pour un taux de compression de 17.5
- G-Organigramme

II-A): APPROXIMATION DE DONNÉES NUMÉRIQUES PAR DES FONCTIONS ANALYTIQUES

Souvent, l'ingénieur ou le physicien ne possède pas de fonction mathématique pour représenter les grandeurs qu'il étudie, mais il dispose de tableaux de valeurs correspondant à des relevés de mesures expérimentales, et comme il est appelé à prendre des décisions au sujet du phénomène étudié, il est obligé de réaliser des interpolations pour trouver des valeurs intermédiaires. Cependant dans certains cas la connaissance capitale des phénomènes en question nous permet de proposer un modèle mathématique représentatif.

Alors que très souvent on ne possède pas assez d'arguments pour décrire le phénomène, du fait de l'influence des variations aléatoires des paramètres incontrôlables, ce qui nous amène à établir un modèle statistique dont on tentera d'estimer les paramètres à partir de l'ensemble de données dont on dispose, alors on présente un modèle de conduite.

II-B): NOTION DE MODELE D'APPROXIMATION

La difficulté d'utilisation de toutes les informations fournies par les mesures effectuées soumises à des perturbations, nous pousse à trouver une technique de représentation algébrique de ces données, ainsi on aura réduit ou simplifié l'ensemble d'information dont on dispose à un modèle décrivant avec la plus grande précision possible l'ensemble de données.

EXEMPLE:

Si on représente une centaine de couples (X, Y) par une droite $y = ax + b$ on aura à chercher les deux valeurs de a et b , ainsi l'ensemble de 100 couples est réduit à un seul $\{a, b\}$

II-B-1): MODELE LINEAIRE

C'est le type de modèles le plus connu il est représenté sous la forme:

$$y^* = C_0 f_0(x) + C_1 f_1(x) + \dots + C_n f_n(x)$$

Dans ce cas les coefficients (C_0, C_1, \dots, C_n) apparaissent sous la forme linéaire, sont incluses dans cette forme.

LES POLYNOMES SIMPLES:

$$y^* = C_0 + C_1 x + \dots + C_m x^m$$

LES POLYNOMES DE LEGENDRE:

$$y^* = C_0 P_0(x) + C_1 P_1(x) + C_2 P_2(x) + \dots + C_m P_m(x)$$

LES FORMES EXPONENTIELLES:

$$y^* = C_0 e^{\alpha_0 x} + C_1 e^{\alpha_1 x} + \dots + C_m e^{\alpha_m x}$$

etc...

Alors le modèle sera écrit d'une façon générale comme suit:

$$y^* = \sum_{j=0}^m C_j f_j(x_i) \quad , \quad i=1, n \quad , /6/$$

II-B-2): MESURE DE LA QUALITE D'UNE APPROXIMATION

L'approximation d'une fonction ou d'un ensemble de points discrets par une fonction analytique, doit être la meilleure possible, ceci dit la différence des deux fonctions doit être petite, cette différence ou distance séparant les deux fonctions est mesurée par la norme:

$$Z = \|Y - y^*\|$$

Les normes les plus en vue sont

LA NORME DE LAPLACE:

$$\|y - y^*\| = \sum_{i=1}^n |y_i - y_i^*|$$

LA NORME EUCLIDIENNE;

$$\|y-y^*\| = \sum_{i=1}^n (y_i - y_i^*)^2$$

LA NORME DU MINIMAX DE LAPLACE & TCHEBYCHEF

$$\|y-y^*\| = \max_{i=1, n} |y_i - y_i^*| \quad , /6/$$

II-C): APPROXIMATION DU LISSAGE ET INTERPOLATION

L'intérêt pratique du lissage est illustré dans ce qui suit; le problème est généralement présenté par un ensemble de points X_i auxquels correspond un ensemble de valeurs y_i .

Notre but est de lier ces points par une fonction ou relation non de la forme suivante :

$$y_i^* = f(x_i, C_0, C_1, \dots, C_m) \quad , i=1, n$$

f : étant connue mais il reste à déterminer les coefficients (C_0, C_1, \dots, C_m)

Prendons comme relation, un modèle linéaire, celui-ci est est d'autant plus parfait que $y_i - y_i^* = 0$; $i=1, n$ d'où

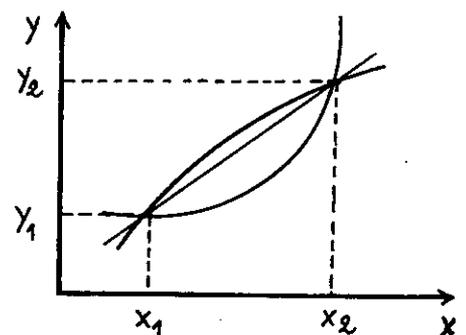
$$y_i - f(x_i, C_0, C_1, \dots, C_m) = 0 \quad , \quad i=1, n.$$

et donc on formera un système linéaire de n équations à $m+1$ inconnues (C_0, C_1, \dots, C_m) .

Trois cas peuvent se présenter.

PREMIER CAS: $n < m+1$

On a plus d'inconnues que d'équations donc il y'a une infinité de solutions (C_0, C_1, \dots, C_m) , on dit qu'il y a une indétermination d'ordre $(m+1-n)$



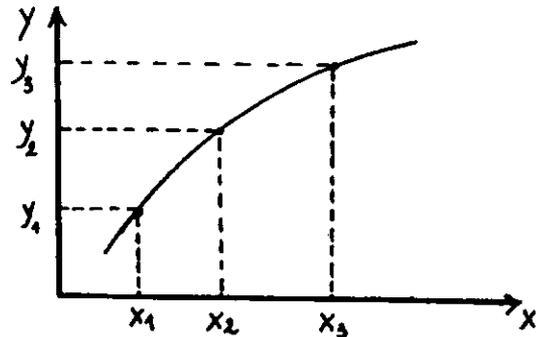
DEUXIEME CAS: $m+1 = n$

Le nombre d'inconnues est égale au nombre d'équations. donc

Et dans le cas où les n équations sont linéairement indépendantes, alors on a une solution unique (C_0, C_1, \dots, C_m) d'où

$$y_i^* = f(x_i, C_0, C_1, \dots, C_m)$$

on dira alors qu'on interpole.



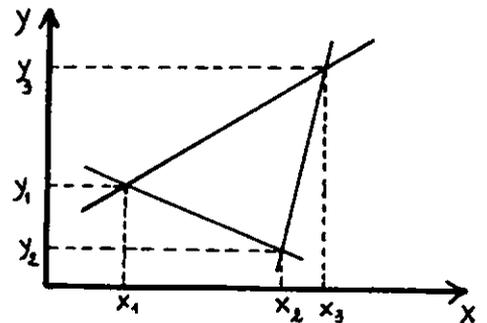
L'interpolation est illustrée dans le cas de données (x_i, y_i) connues précisément, lorsqu'on veut prédire les valeurs Y en des points ne coïncidant pas avec les supports x_i ./6/

TROISIEME CAS: $n > m+1$

Dans ce cas on a une surdétermination du système. Alors généralement il n'y a pas de fonction qui passe par tous les points. Etant donné le polynôme d'approximation donné par :

$$y_i^* = \sum_{j=0}^m C_j x_i^j, \quad i=1, n$$

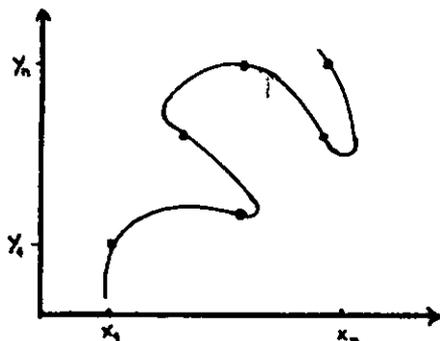
ainsi l'erreur d'approximation commise est donnée par :



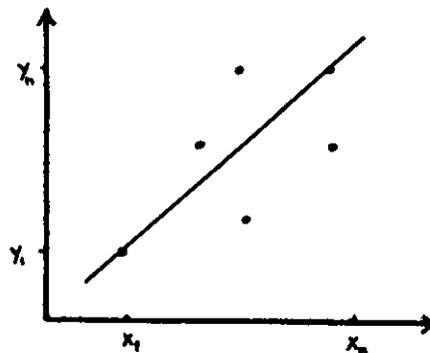
$$e_i = y_i - y_i^* = y_i - f(x_i, C_0, C_1, \dots, C_m), \quad i=1, N \quad ./6/$$

on aura alors un système de n équations linéaires à $m+n+1$ INCONNUES (les paramètres C_j et n erreurs e_i) et donc le système possède une infinité de solutions dont on choisira celle qui minimisera l'erreur ou ce qu'on appelle la NORME.

Donc la précision est rendue douteuse à cause de perturbations incontrôlées, et le but de l'approximation ou lissage est d'essayer de séparer l'information de la perturbation.



-INTERPOLATION-



-LISSAGE-

II-D) : APPROXIMATION PAR UN POLYNOME DETERMINE PAR LA METHODE DES MOINDRES CARRES

Généralement pour les mesures expérimentales l'interpolation sera abérante (voir figure ci-dessus), alors que la méthode des moindres carrés minimisera l'erreur.

Donc la méthode des moindres carrés est basé sur la NORME.

Si une fonction f est donnée par les valeurs $y_i = f(x_i)$ qu'elle prend en n points x_i distincts dans un intervalle a, b

Alors:

$$y^* = \sum_{j=0}^m C_j f_j$$

Ce qui réalise la meilleure approximation au sens des moindres carrés si:

$$\sum_{i=1}^n [f(x_i) - F^*(x_i)]^2 < \sum_{i=1}^n [f(x_i) - F(x_i)]^2 \quad ./7/$$

Ceci nous amène à déterminer les $m+1$ coefficients C_j .

Soit alors e_i l'erreur, appelée résidu pour chaque point i

$$e_i = F^*(x_i) - y_i \quad , \quad i=1, n$$

avec $F^*(x_i)$ la fonction donnant la meilleure approximation au sens des moindres carrés, et la combinaison linéaire

$$C_0 f_0(x_i) + C_1 f_1(x_i) + \dots + C_m f_m(x_i)$$

donne la plus petite somme des carrés des résidus.

$$Q = \sum_{i=1}^n e_i^2 \quad ./7/$$

$$Q = \sum_{i=1}^n e_i^2 = \sum_{i=1}^n [C_0 f_0(x_i) + C_1 f_1(x_i) + \dots + C_m f_m(x_i) - y_i]^2$$

Q est donc une fonction des paramètres C_0, C_1, \dots, C_m tout en considérant que ces paramètres sont des variables indépendantes. Pour Q il faut alors rendre minimum cette fonction, le minimum est obtenu lorsque les $m+1$ dérivées partielles de $Q(C_0, C_1, \dots, C_m)$ suivant C_j sont simultanément nulles.

$$\frac{\partial Q}{\partial C_j} = 2 \sum_{i=1}^n (F^*(x_i) - y_i) \frac{\partial F^*(x_i)}{\partial C_j} = 0 \quad , \quad j=0, m$$

Cela se traduit par un système linéaire de $m+1$ équations dont les inconnues sont $C_0, C_1, C_2, \dots, C_m$

Pour le calcul des paramètres de la matrice associée au système on a :

$$\frac{\partial F^*(x_i)}{\partial C_j} = f_j(x_i)$$

d'où pour ($j=0$ à m)

$$\frac{\partial Q}{\partial C_j} = 2 \sum_{i=1}^n [C_0 f_0(x_i) + C_1 f_1(x_i) + \dots + C_m f_m(x_i) - y_i] \cdot f_j(x_i)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial C_j} = 0$$

ou encore

$$\sum_{i=1}^n C_0 f_0(x_i) f_j(x_i) + C_1 f_1(x_i) f_j(x_i) + \dots + C_m f_m(x_i) f_j(x_i) = \sum_{i=1}^n f_j(x_i) \cdot y_i$$

Cette équation peut être mise sous sa forme matricielle.

- Alors on a la forme suivante:

$$\begin{vmatrix} \sum_{i=1}^n f_0(x_i)^2 & \sum_{i=1}^n f_0(x_i) f_1(x_i) & \dots & \sum_{i=1}^n f_0(x_i) f_m(x_i) \\ \sum_{i=1}^n f_1(x_i) f_0(x_i) & \sum_{i=1}^n f_1(x_i)^2 & \dots & \sum_{i=1}^n f_1(x_i) f_m(x_i) \\ \cdot & \cdot & \dots & \cdot \\ \cdot & \cdot & \dots & \cdot \\ \sum_{i=1}^n f_m(x_i) f_0(x_i) & \sum_{i=1}^n f_m(x_i) f_1(x_i) & \dots & \sum_{i=1}^n f_m(x_i)^2 \end{vmatrix} \begin{matrix} C_0 \\ C_1 \\ \cdot \\ \cdot \\ C_m \end{matrix} = \begin{vmatrix} \sum_{i=1}^n f_0(x_i) y_i \\ \sum_{i=1}^n f_1(x_i) y_i \\ \cdot \\ \cdot \\ \sum_{i=1}^n f_m(x_i) y_i \end{vmatrix}$$

Et comme le modèle est choisi de la forme: $f_k = x^k$
la matrice se réduit à:

$$\begin{vmatrix} \sum_{i=1}^n [x_i^0]^2 & \sum_{i=1}^n x_i^0 x_i^1 & \dots & \sum_{i=1}^n x_i^0 x_i^m \\ \sum_{i=1}^n x_i^1 x_i^0 & \sum_{i=1}^n [x_i^1]^2 & \dots & \sum_{i=1}^n x_i^1 x_i^m \\ \cdot & \cdot & \dots & \cdot \\ \cdot & \cdot & \dots & \cdot \\ \sum_{i=1}^n x_i^m x_i^0 & \sum_{i=1}^n x_i^m x_i^1 & \dots & \sum_{i=1}^n x_i^{2m} \end{vmatrix} \begin{matrix} C_0 \\ C_1 \\ \cdot \\ \cdot \\ C_m \end{matrix} = \begin{vmatrix} \sum_{i=1}^n x_i^0 y_i \\ \sum_{i=1}^n x_i^1 y_i \\ \cdot \\ \cdot \\ \sum_{i=1}^n x_i^m y_i \end{vmatrix}$$

D'où

$$\begin{vmatrix} n & \sum_{i=1}^n x_i & \dots & \sum_{i=1}^n x_i^m \\ \sum_{i=1}^n x_i & \sum_{i=1}^n x_i^2 & \dots & \sum_{i=1}^n x_i^{m+1} \\ \cdot & \cdot & \dots & \cdot \\ \cdot & \cdot & \dots & \cdot \\ \sum_{i=1}^n x_i^m & \sum_{i=1}^n x_i^{m+1} & \dots & \sum_{i=1}^n x_i^{2m} \end{vmatrix} \begin{matrix} C_0 \\ C_1 \\ \cdot \\ \cdot \\ C_m \end{matrix} = \begin{vmatrix} \sum_{i=1}^n x_i^0 y_i \\ \sum_{i=1}^n x_i^1 y_i \\ \cdot \\ \cdot \\ \sum_{i=1}^n x_i^m y_i \end{vmatrix}$$

On remarque donc que la matrice est symétrique et on a un système d'équations à résoudre dont la forme classique est :

$$A \times B = C$$

La détermination de B dans notre cas (Lissage au sens des moindres carrés) se fait en passant par la triangularisation de A .

II-E) ALGORITHME DE CALCUL

Comme il a été illustré précédemment, la matrice A est symétrique positive, et on remarque aussi que pour la détermination de tous ses éléments, il suffit de calculer ceux de la première ligne et ceux de la dernière colonne.

Ainsi l'algorithme de calcul s'établira comme suit; (l'ensemble des n couples (X_i, Y_i) étant donné) :

- Proposition du modèle: C'est à dire définir les fonctions $f_k(x)$ composant le modèle .

$$F^*(x_i) = \sum_{k=0}^m C_k f_k(x_i) \quad , \quad i=1, n$$

- Calculer les termes de la matrice réduite:

$$\begin{aligned} a_{kj} &= \sum_{i=1}^n f_k(x_i) \cdot f_j(x_i) \quad , \quad \left\{ \begin{array}{l} j=1, m \\ k=1, m \end{array} \right. \\ c_{k+1} &= \sum_{i=1}^n y_i \cdot f_k(x_i) \quad , \quad \left\{ \begin{array}{l} j=1, m \\ k=1, m \end{array} \right. \end{aligned}$$

- Triangularisation de la matrice A :

$$\begin{aligned} c_k &= c_k - a_{kj} / a_{jj} * c_j \quad \left\{ \begin{array}{l} j=1, m \\ k=j+1, m+1 \end{array} \right. \\ a_{ki} &= a_{ki} - a_{kj} / a_{jj} * a_{ji} \quad \left\{ \begin{array}{l} j=1, m \\ k=j+1, m+1 \\ i=j+1, m+1 \end{array} \right. \end{aligned}$$

- Solution du système après triangularisation:

$$b_k = (c_k - \sum_{i=k+1}^m a_{ki} b_{i+1}) / a_{kk} \quad \left\{ \begin{array}{l} i=k, m+1 \\ k=m+1, 1 \end{array} \right.$$

II-F) EXEMPLE : POUR UN TAUX DE COMPRESSION DE 17.5

LE COUPLE:

Les coefficients du polynome d'approximation de degré = 3

- 1 : $C(0) = 1.577759E-02$
- 2 : $C(1) = 4.293104E-02$
- 3 : $C(2) = -2.12661E-05$
- 4 : $C(3) = 3.347079E-09$

LA PUISSANCE:

Les coefficients du polynome d'approximation de degré = 3

- 1 : $C(0) = -2.150102E-05$
- 2 : $C(1) = 2.186167E-03$
- 3 : $C(2) = 8.153836E-07$
- 4 : $C(3) = -2.295563E-10$

LA CONSOMMATION SPECIFIQUE:

Les coefficients du polynome d'approximation de degré = 3

- 1 : $C(0) = -5.347079E-05$
- 2 : $C(1) = 4.052924E-04$
- 3 : $C(2) = -2.09657E-07$
- 4 : $C(3) = 4.095252E-11$

LE RENDEMENT VOLUMETRIQUE:

Les coefficients du polynome d'approximation de degré = 2

- 1 : $C(0) = 1.501474E-02$
- 2 : $C(1) = 8.587956E-04$
- 3 : $C(2) = -2.040548E-07$

LE RENDEMENT THERMIQUE:

Les coefficients du polynome d'approximation de degré = 2

- 1 : $C(0) = 9.488518E-03$
- 2 : $C(1) = 4.0505E-04$
- 3 : $C(2) = -1.230952E-07$

LE RENDEMENT MECANIQUE:

Les coefficients du polynome d'approximation de degré = 3

- 1 : $C(0) = 8.28637E-05$
- 2 : $C(1) = 1.442702E-03$
- 3 : $C(2) = -8.654614E-07$
- 4 : $C(3) = 1.601413E-10$

LE COUPLE:

EXPERIENCE	APPROXIMATION
26.69	26.99222
27.87	27.40049
27.9	27.66469
27.54	27.79717
27.35	27.81027
27.81	27.71637
27.75	27.52783
27.28	27.25697
26.99	26.91619
26.42	26.51782

LA PUISSANCE:

EXPERIENCE	APPROXIMATION
3.355	3.400982
3.94	3.872469
4.383	4.338946
4.758	4.795725
5.155	5.238117
5.68	5.661435
6.104	6.06099
6.427	6.432093
6.784	6.770056
7.055	7.070192

LA CONSOMMATION SPECIFIQUE:

EXPERIENCE	APPROXIMATION
.261	.2563105
.262	.2656788
.265	.2737902
.286	.2812788
.291	.2887786
.297	.2969236
.309	.3063479
.335	.3176853
.298	.33157
.363	.348636

LE RENDEMENT VOLUMETRIQUE :

EXPERIENCE	APPROXIMATION
.813	.8139776
.819	.8287988
.839	.8428556
.881	.8561479
.892	.8686759
.856	.8804395
.867	.8914386
.906	.9016733
.922	.9111437
.92	.9198495

LE RENDENT THERMIQUE :

EXPERIENCE	APPROXIMATION
.354	.3576288
.352	.3485854
.348	.3393226
.323	.3298403
.317	.3201385
.311	.3102173
.299	.3000766
.275	.2897164
.31	.2791368
.254	.2683377

LE RENDEMENT MECANIQUE :

EXPERIENCE	APPROXIMATION
.759	.7642927
.777	.763142
.746	.7551958
.743	.74256
.723	.7273411
.717	.7116449
.698	.6975778
.686	.6872456

II-F-1) COMMENTAIRE SUR LES RESULTATS D'APPROXIMATION

Les résultats obtenus, justifient le bon choix des modèles représentant les performances (Couple, Puissance, Consommation spécifique et les différents rendements) du moteur équipant le TD43.

Par conséquent la fiabilité de la méthode d'approximation adoptée (Méthode des moindres carrés) pour la détermination de ces modèles est appréciable.

Ainsi, l'exemple présenté ne constitue qu'un échantillon des résultats obtenus, cependant, il illustre une précision d'approche, jugée très acceptable.

;EXPLOITATION DES RESULTATS

Nous avons essayé de trouver une corrélation, entre les puissances développées par le moteur TD43 et le moteur PETER-TE16 (c'est un moteur diesel ayant deux cylindres, sa cylindrée totale est de 1620 cm³), alors que le moteur TD43 est un monocylindre de cylindrée égale à 582 cm³.

Pour cela nous avons calculé les puissances spécifiques des deux moteurs.

$$\text{Puissance spécifique} = \frac{\text{Puissance effective}}{\text{Cylindrée}} \text{ (Kw/l)}$$

Pour le moteur TD43, nous avons calculé la puissance effective à partir du modèle établi. Nous avons obtenu les résultats suivants.

	PETER TE16	TD43	ERREUR RELATIVE
Puissance Spécifique (Kw/l)	6.698	6.654	0.7%
	7.901	7.455	5.6%
	8.920	8.24	7.6%
	9.568	9.00	5.9%
	10.062	9.728	3.3%
	10.309	10.414	1.0%

L'erreur moyenne est de 4,017% .

Nous voyons bien que ces résultats sont très appréciables. De ce fait, l'application des modèles proposés sera étendue pour d'autres moteurs diesel. Ainsi nous estimerons la puissance effective du moteur en question, en ne connaissant que sa

cylindrée totale.

Donc comme le rapport des cylindrées totales du moteur TE16 et le moteur TD43. est de 2.7835 ,la valeur de la puissance effective sera calculée comme suit:

$$\text{Puissance effective} = \text{Puissance effective donnée par le modèle} \times 2.7835 \quad (\text{Kw})$$

d'où le tableau suivant:

Expérience	Prédiction
10.85	10.779
12.8	12.077
14.45	13.349
15.5	14.58
16.3	15.759
16.7	16.871

Pour des vitesses
rotation entre
1200 et 2550 (tr/mn)

-----PARAMETRES FIXES-----

Date des essais	16 / 04 / 89	Temperature ambiante	21,5 °C
Carburant	Gas-oil	Poids specifique	0,84 Kg/l
Taux de compression	12	Ouverture des gaz	max

N (tr/mn)	1200	1350	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2550
CO (N.m)	23,04	23,36	23,1	22,97	22,93	21,80	20,99	20,25	19	
PU (Kw)	2,895	3,303	3,628	3,968	4,323	4,451	4,617	4,771	4,775	
Ca (ml/s)	0,317	0,379	0,417	0,449	0,526	0,586	0,638	0,72	0,809	
mbur										
ant (Kg/h)	0,957	1,145	1,26	1,359	1,59	1,773	1,929	2,177	2,446	
(mm.H2O)	25	27	32	32	35,5	38	36,5	42	43,5	
Air										
(Kg/h)	22,68	24,5	29,04	29,04	32,21	34,48	33,12	38,12	39,47	
CO (N.m)	9	9,5	10	10	11	11	12	11		
Friction										
PU (Kw)	1,131	1,343	1,571	1,728	2,074	2,246	2,639	2,592		
Air/Carb	23,70	21,40	23,04	21,37	20,26	19,45	17,17	17,51	16,14	
COs (Kg/Kwh)	0,331	0,347	0,347	0,343	0,368	0,398	0,418	0,456	0,512	
RUO	0,90	0,865	0,923	0,839	0,853	0,843	0,752	0,808	0,784	
RME	0,719	0,711	0,698	0,697	0,676	0,665	0,636	0,648		
RTE	0,279	0,266	0,266	0,269	0,251	0,232	0,221	0,202	0,18	

-PARAMETRES FIXES-

Date des essais	! 16 / 04 / 89 !	Temperature ambiante	! 20,5 °C !
Carburant	! Gas-oil !	Poids specifique	! 0,84 kg/l !
Taux de compression	! 12,5 !	Ouverture des gaz	! max !
N (tr/mn)	! 1200 !	1350 !	1500 ! 1650 ! 1800 ! 1950 ! 2100 ! 2250 ! 2400 ! 2550 !
CO (N.m)	! 23,82 !	25,14 !	24,69 ! 22,96 ! 22,87 ! 22,19 ! 21,35 ! 20,57 ! 18,93 !
PU (KW)	! 2,994 !	3,554 !	3,879 ! 3,967 ! 4,311 ! 4,531 ! 4,700 ! 4,850 ! 4,760 !
Ca (ml/s)	! 0,302 !	0,344 !	0,400 ! 0,452 ! 0,505 ! 0,574 ! 0,635 ! 0,704 ! 0,797 !
mbur	!		
ant (Kg/h)	! 0,913 !	1,042 !	1,211 ! 1,366 ! 1,527 ! 1,737 ! 1,920 ! 2,128 ! 2,411 !
(mm.H2O)	! 23 !	24 !	28 ! 31 ! 32 ! 36,5 ! 35,5 ! 40,5 ! 40,5 !
Air	!		
(Kg/h)	! 21 !	21,91 !	25,56 ! 28,30 ! 29,21 ! 33,32 ! 32,41 ! 36,97 ! 36,97 !
CO (N.m)	! 6,5 !	7,5 !	7,5 ! 8 ! 8,5 ! 13,5 ! 14,5 ! 9,5 ! 9,5 !
Friction	!		
PU (KW)	! 0,817 !	1,06 !	1,178 ! 1,382 ! 1,602 ! 2,757 ! 3,189 ! 2,238 ! 2,388 !
Air/Carb	! 23 !	21,03 !	21,11 ! 20,72 ! 19,13 ! 19,18 ! 16,88 ! 17,37 ! 15,34 !
Cs (Kg/Kwh)	! 0,305 !	0,293 !	0,312 ! 0,344 ! 0,354 ! 0,383 ! 0,409 ! 0,439 ! 0,507 !
RUC	! 0,831 !	0,771 !	0,81 ! 0,82 ! 0,77 ! 0,812 ! 0,733 ! 0,781 ! 0,732 !
RME	! 0,786 !	0,77 !	0,767 ! 0,742 ! 0,729 ! 0,622 ! 0,596 ! 0,684 ! 0,666 !
RTE	! 0,303 !	0,315 !	0,296 ! 0,268 ! 0,261 ! 0,241 ! 0,226 ! 0,21 ! 0,182 !

-PARAMETRES FIXES-

Date des essais	18 / 04 / 89	Temperature ambiante	18,4 °C
Carburant	Gas-oil	Poids specifique	0,84 kg/l
Taux de compression	14	Ouverture des gaz	max

N (tr/mn)	1200	1350	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2550
CO (N.m)	24,27	25,42	26,39	24,95	24,08	24,51	24,23	22,97	22,53	21,84
PU (Kw)	3,049	3,593	4,145	4,311	4,538	5,004	5,33	5,413	5,661	5,832
Ca (ml/s)	0,304	0,542	0,401	0,441	0,476	0,582	0,653	0,71	0,809	0,855
Quant (Kg/h)	0,92	1,639	1,213	1,333	1,439	1,761	1,976	2,146	2,446	2,586
(mm.H2O)	23,5	25	29	32	31,5	37,5	39	42,5	46	46
Air (Kg/h)	21,73	23,12	26,81	29,59	29,13	34,67	36,06	39,30	42,53	42,53
CO (N.m)	8	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11		
Friction										
PU (Kw)	1,005	1,131	1,335	1,555	1,791	2,042	2,309	2,592		
Air/Carb	23,59	14,1	22,11	22,20	20,24	19,69	18,25	18,31	17,39	16,45
CS (Kg/Kwh)	0,302	0,456	0,293	0,309	0,317	0,352	0,371	0,397	0,432	0,443
RUO	0,854	0,808	0,843	0,846	0,763	0,839	0,81	0,824	0,836	0,787
RME	0,752	0,761	0,756	0,735	0,717	0,71	0,698	0,676		
RTE	0,306	0,202	0,315	0,299	0,291	0,262	0,249	0,233	0,214	0,208

-PARAMETRES FIXES-

Date des essais	18 / 04 / 89	Temperature ambiante	19,5 °C
Carburant	Gas-oil	Poids specifique	0,84 Kg/l
Taux de compression	16	Ouverture des gaz	max

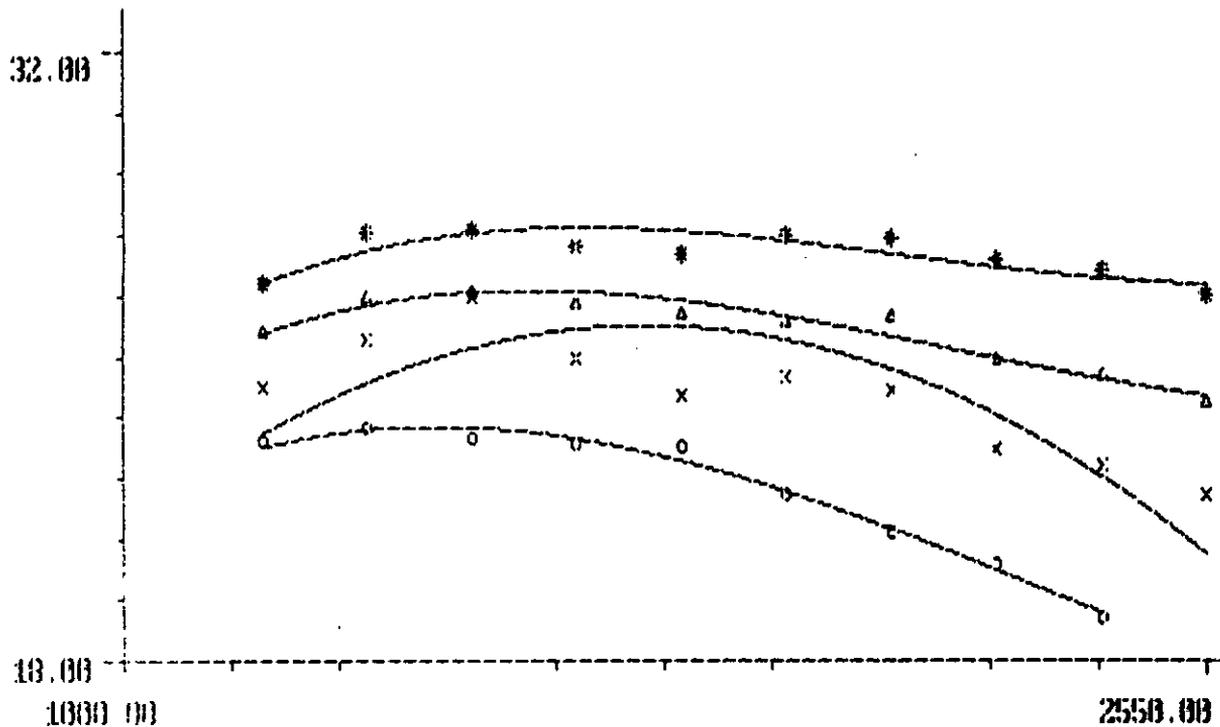
N (tr/mn)	1200	1350	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2550
CO (N.m)	25,58	26,39	26,51	26,26	26,04	25,85	25,95	24,94	24,59	23,96
PU (Kw)	3,215	3,731	4,164	4,537	4,909	5,278	5,707	5,876	6,18	6,388
Ca (ml/s)	0,286	0,335	0,391	0,433	0,506	0,572	0,633	0,704	0,747	0,844
Carburant (Kg/h)	0,865	1,012	1,184	1,309	1,53	1,729	1,914	2,128	2,258	2,551
(mm. H2O)	22,5	25,5	29	33	38	39	41	45	47,5	50,5
Air (Kg/h)	20,67	23,42	26,64	30,31	34,90	35,82	37,66	41,33	43,63	46,38
CO (N.m)	8,5	9,5	10	10	11,5	11,5	11,9	12,2		
Friction										
PU (Kw)	1,068	1,343	1,571	1,728	2,168	2,348	2,617	2,875		
Air/Carb	23,89	23,14	22,50	23,15	22,62	20,72	19,67	19,43	19,32	18,18
Cs (Kg/Kwh)	0,269	0,271	0,284	0,29	0,312	0,328	0,335	0,362	0,366	0,4
RVO	0,816	0,822	0,841	0,87	0,918	0,87	0,849	0,87	0,86	0,861
RME	0,751	0,735	0,726	0,724	0,694	0,692	0,686	0,672		
RTE	0,343	0,341	0,325	0,318	0,296	0,281	0,276	0,255	0,252	0,231

-----PARAMETRES FIXES-----

Date des essais	19 '04 '89	Temperature ambiante	20,5 °C
Carburant	Gas-oil	Poids specifique	0,84 Kg/l
Taux de compression	17,5	Ouverture des gaz	max

N (tr/mn)	1200	1350	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2550
CO (N.m)	26,69	27,87	27,90	27,54	27,35	27,82	27,76	27,28	26,99	26,42
PU (Kw)	3,355	3,94	4,383	4,758	5,155	5,68	6,104	6,427	6,784	7,056
Ce (ml/s)	0,289	0,341	0,384	0,449	0,496	0,558	0,624	0,712	0,668	0,847
Carburant (Kg/h)	0,875	1,032	1,162	1,359	1,499	1,689	1,886	2,154	2,02	2,56
(mm. H2O)	22,5	25,5	29	33,5	37	38,5	42	47	51	54
Air (Kg/h)	20,54	23,28	26,47	30,58	33,78	35,146	38,34	42,91	46,56	49,30
CO (N.m)	8,5	8	9,5	9,5	10,5	11	12	12,5		
Friction										
PU (Kw)	1,068	1,131	1,492	1,642	1,979	2,246	2,639	2,945		
Air/Carb	23,47	22,56	22,78	22,50	22,53	20,81	20,33	19,92	23,05	19,26
Cs (Kg/Kwh)	0,261	0,262	0,265	0,286	0,291	0,297	0,309	0,335	0,298	0,363
RUO	0,813	0,819	0,839	0,881	0,892	0,856	0,867	0,906	0,922	0,92
RME	0,759	0,777	0,746	0,743	0,723	0,717	0,698	0,686		
RTE	0,354	0,352	0,348	0,323	0,317	0,311	0,299	0,275	0,31	0,254

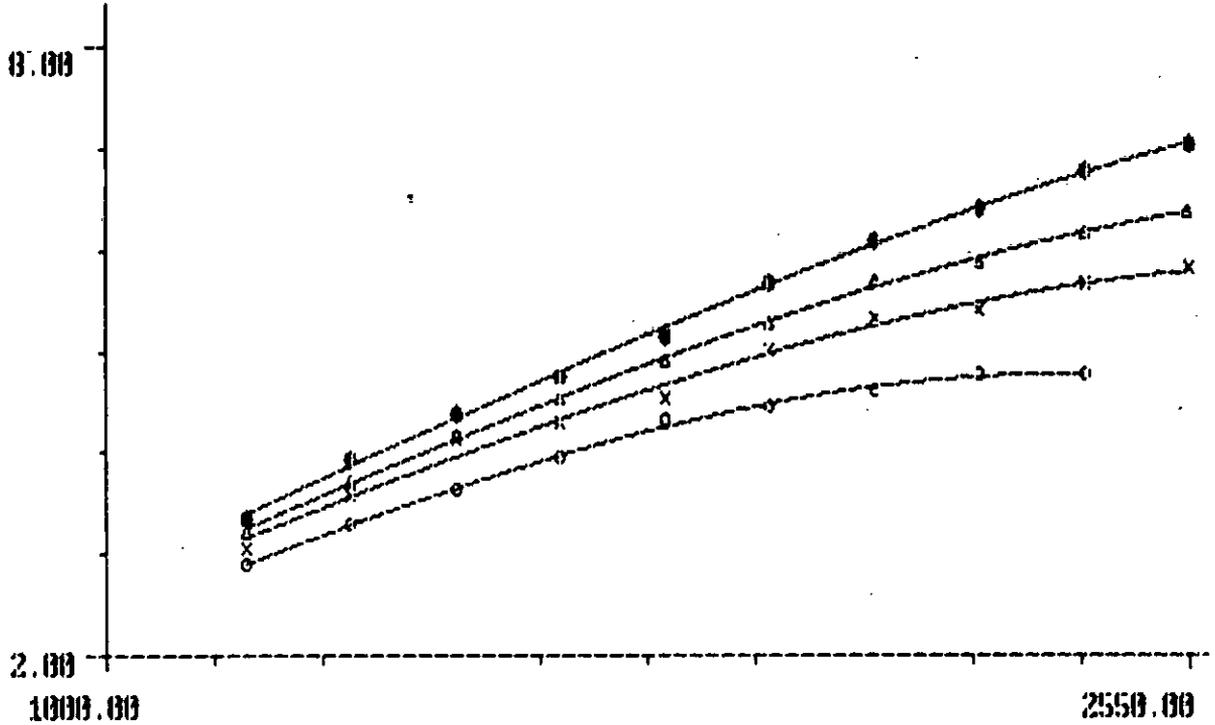
$C(N.m) = f(N(tour/min))$



VARIATION DU COUPLE EN FONCTION DE LA VITESSE DE ROTATION

- - TAUX DE COMPRESSION DE 12
- x - TAUX DE COMPRESSION DE 14
- Δ - TAUX DE COMPRESSION DE 16
- * - TAUX DE COMPRESSION DE 17.5

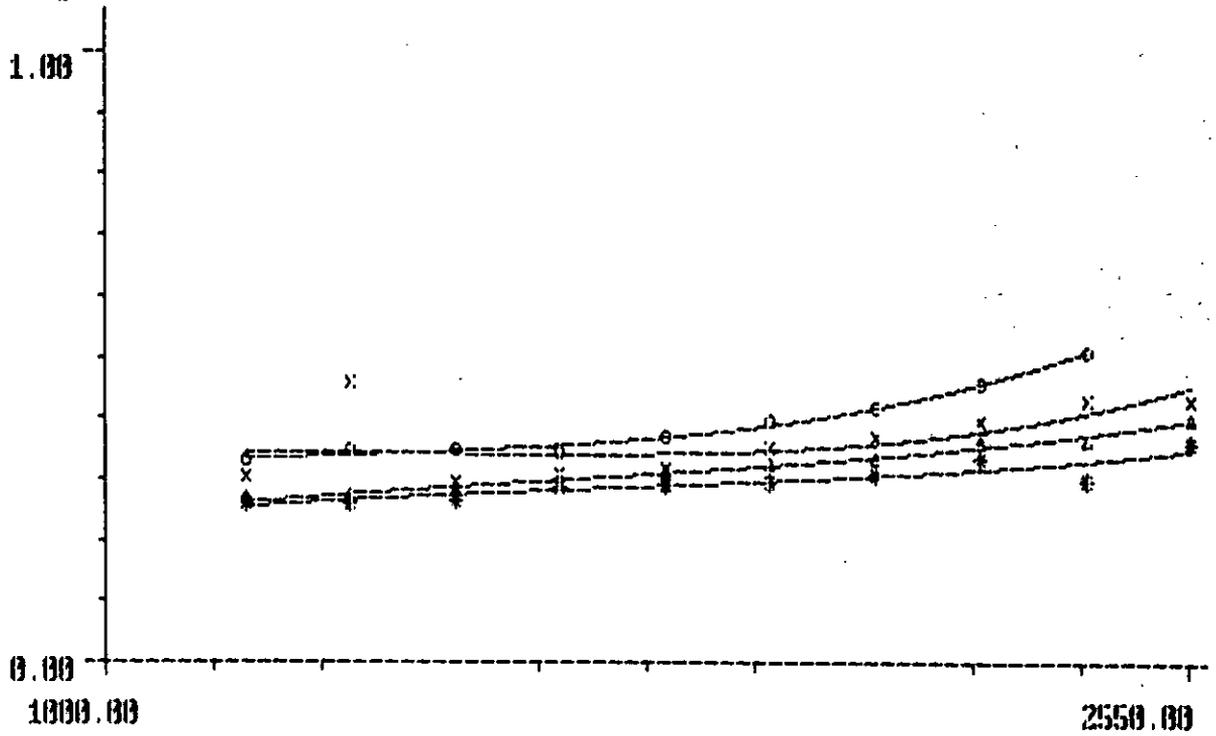
$P(\text{kg}) = f(N(\text{tr}/\text{min}))$



VARIATION DE LA PUISS EN FONCTION DE LA VITESSE DE ROTATION

- - TAUX DE COMPRESSION DE 12
- x - TAUX DE COMPRESSION DE 14
- Δ - TAUX DE COMPRESSION DE 16
- * - TAUX DE COMPRESSION DE 17.5

SFC(Kg/Ko.h)=f(N(tr/min))



VARIATION DE LA CONSOMMATION SPECIFIQUE EN FONCTION DE (N)

- - TAUX DE COMPRESSION DE 1.2
- × - TAUX DE COMPRESSION DE 14
- △ - TAUX DE COMPRESSION DE 16
- * - TAUX DE COMPRESSION DE 17.5

RWD=F(ND)

1.00

0.60

1000.00

2550.00

VARIATION DU RENDEMENT VOLUMETRIQUE EN FONCTION DE N(tr/min)

○ - TAUX DE COMPRESSION DE 12.5

x - TAUX DE COMPRESSION DE 14

△ - TAUX DE COMPRESSION DE 16

* - TAUX DE COMPRESSION DE 17.5

RME=f(N)

1.00

0.50

1000.00

2550.00

VARIATION DU RENDEMENT MECANIQUE EN FONCTION DE N(tr/min)

- - TAUX DE COMPRESSION DE 12
- x - TAUX DE COMPRESSION DE 16.5
- * - TAUX DE COMPRESSION DE 17.5

RTM=F(N)

1.00

0.00

1000.00

2550.00

VARIATION DU RENDEMENT THERMIQUE EN FONCTION DE N(T_r/min)

- -TAUX DE COMPRESSION DE 12
- x -TAUX DE COMPRESSION DE 14
- △ -TAUX DE COMPRESSION DE 16
- * -TAUX DE COMPRESSION DE 17.5

II.F-2): INTERPRETATION DES COURBES

L'irrégularité cyclique du moteur en rotation, est atténuée par les forces d'inerties, qui augmentent avec la vitesse, or ceci aura pour effet l'augmentation des résistances internes du moteur qui croissent avec la pression de combustion et donc provoquent l'augmentation des pertes mécaniques, ce qui explique la diminution du couple et du rendement mécanique vers les grandes vitesses. /1/

L'accroissement de la puissance est dû à l'augmentation du nombre de tours par minute, mais à une certaine valeur, cette vitesse ne suffira plus à compenser les pertes dues à la diminution de la pression moyenne effective, cette diminution est en grande partie le résultat des contre-pressions qui naissent à l'échappement, ce qui réduit l'évacuation des gaz brûlés, et donc diminue la charge fraîche admise dans le cylindre, l'ensemble exigera plus de combustible pour effectuer plus de travail lors du temps moteur pour surmonter les pertes accrues par pompage. /4/

Comme résultat final, on aura une consommation plus élevée et une température plus élevée pour obtenir le même travail, tout en provoquant une diminution du rendement volumétrique puisque le remplissage est de moins en moins bon.

En fin on remarque qu'avec l'augmentation du taux de compression, toutes les performances s'améliorent, ceci est théoriquement prévu, du moment que la quantité de combustible admise par volume volume d'air est meilleure; les courbes illustrant les variations des différents paramètres en fonction du taux de compression le montrent bien. (Voir ANNEXE)

II-G); ORGANIGRAMME

Le programme que nous avons établi, traite en trois versions (Essence, Diesel, Gaz) les performances du moteur monocylindre du banc d'essai TD43.

Les données expérimentales sont stockées sous forme de fichiers, après avoir choisi les modèles qui conviennent le plus, nous créons d'autres fichiers à partir des modèles stockés (ces fichiers contiennent les coefficients des modèles donnant les performances en fonction des taux de compression) et nous les conservons en mémoire. Ainsi l'ensemble des données est complet.

Voici l'enchaînement logique du programme, globalement.

1- Choix de la version et du paramètre de performance

2- Entrée du taux de compression

--Si le taux de compression n'est pas obtenu par expérience

Alors, entrer la valeur de la vitesse

--Si la vitesse est obtenue par expérience

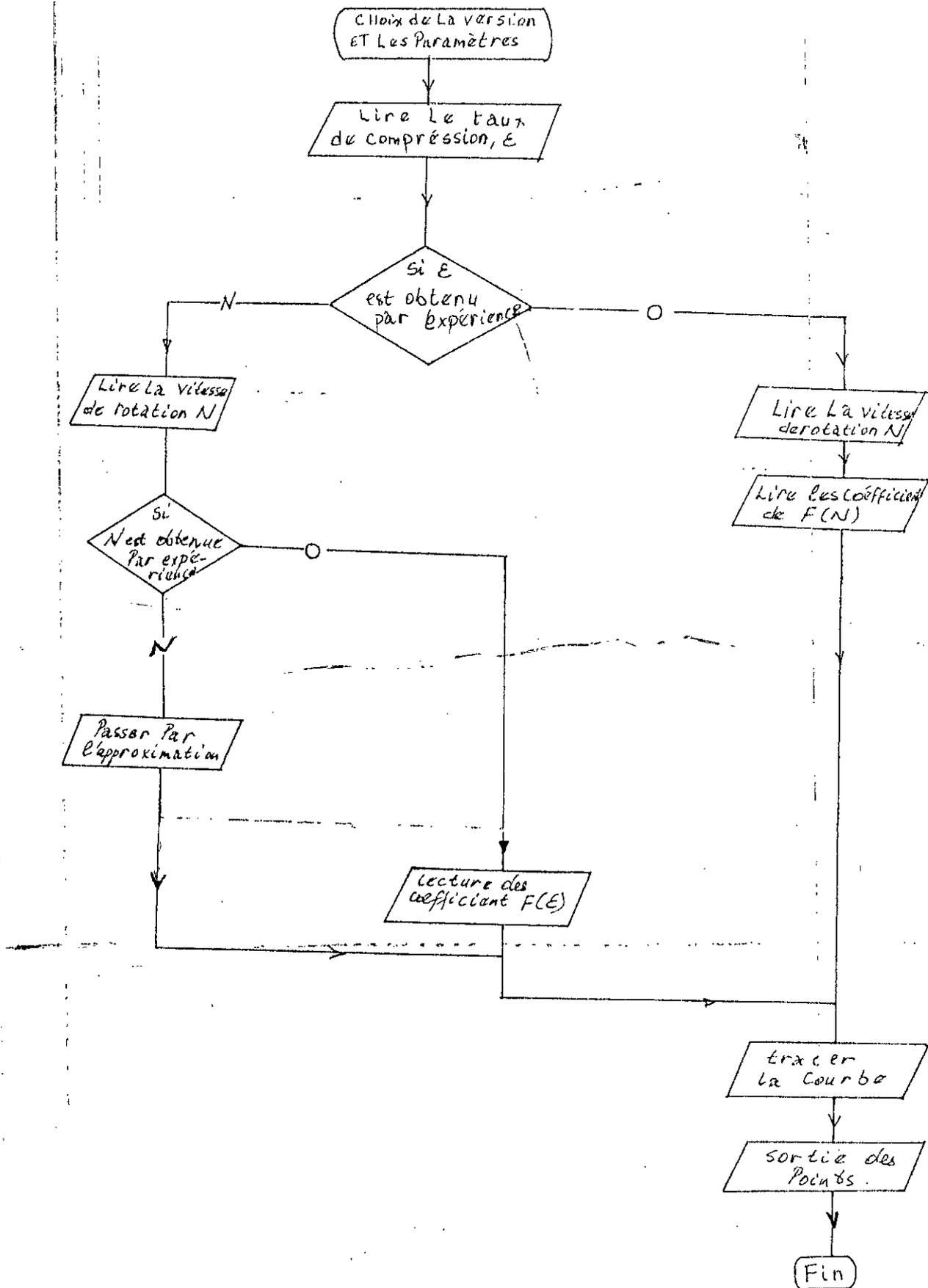
Alors, lire les coefficients des modèles en fonction du taux de compression.

Choisir la représentation des points et donc traçage de la courbe. ensuite choisir le point voulu pour la vitesse de rotation connue, et le taux de compression quelconque. fin ou réutiliser le programme.

--Si non. il approxime pour cette vitesse la valeur du paramètre choisi, pour chaque taux de compression connu. puis traçage de la courbe en fonction du taux de compression pour la vitesse déjà fixée. choisir le point voulu pour un taux de compression quelconque. FIN ou Réutilisation du programme.

-Si non, entrer la vitesse, lecture des coefficients
en fonction de la vitesse de rotation.

Choix de représentation des points, puis traçage
de la courbe d'approximation, et choix du point voulu
pour le taux de compression déjà fixé. fin ou réuti-
lisation du programme.



CHAPITRE: **III**

A- BILAN CALORIFIQUE

B- CALCUL DU BILAN CALORIFIQUE

C- ESTIMATION DE LA CHALEUR SPECIFIQUE DES GAZ
D'ECHAPPEMENT

D- COMMENTAIRE SUR LES RESULTATS EXPERIMENTAUX

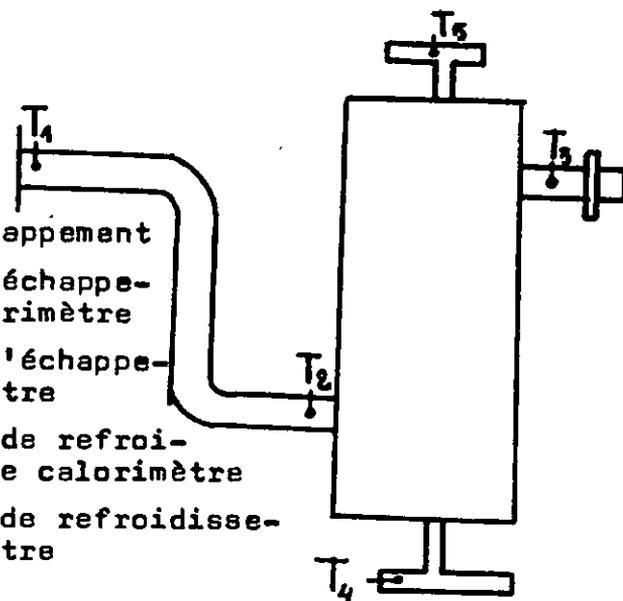
III-A); BILAN CALORIFIQUE.

L'énergie fournie à un moteur à combustion interne peut se décomposer comme suit:

- 1°) Travail utile (recueilli sur l'arbre)
- 2°) Chaleur équivalente à la puissance dissipée par frottement
- 3°) Chaleur absorbée par l'eau de refroidissement
- 4°) Chaleur perdue dans les gaz d'échappement
 - a) chaleur perdue dans les gaz d'échappement secs
 - b) chaleur nécessitée par l'évaporation et le surchoc de l'humidité résultant de la combustion de l'hydrogène.
 - c) chaleur perdue dans les combustibles gazeux non brûlés se trouvant dans l'échappement.
- 5°) Chaleur perdue par rayonnement, non prise en considération. /4/

Les températures :

- T_1 : sortie des gaz d'échappement
 $T_2 = T_{eg}$: Entrée des gaz d'échappement dans le calorimètre
 $T_3 = T_{sgc}$: Sortie des gaz d'échappement de calorimètre
 $T_4 = T_{efc}$: Entrée de l'eau de refroidissement dans le calorimètre
 $T_5 = T_{sfg}$: Sortie de l'eau de refroidissement du calorimètre



Fig()

Et dans une première approximation, on dira que le travail utile représente 30 à 35 % de l'énergie totale. La chaleur absorbée par l'eau de refroidissement constitue 30 % du total, et de même pour l'échappement. Alors que le reste représente l'ensemble des quantités d'énergie perdue par friction, rayonnement, et pendant le cycle de pompage.

Ceci montre l'intérêt de l'étude du bilan thermique pour un moteur. A cette fin le banc d'essai TD43 est doté d'un calorimètre (échangeur de chaleur à courants parallèles) permettant d'estimer l'énergie acheminée par les gaz d'échappement à différents régimes de fonctionnement du moteur.

III-B): CALCUL DU BILAN CALORIFIQUE

L'énergie perdue dans les gaz d'échappement est exprimée par la relation suivante:

$$Q_g = \dot{m}_g \cdot C_{pg} \cdot (T_1 - T_0) \quad (\text{K.W})$$

avec

C_{pg} : La chaleur spécifique des gaz d'échappement.

\dot{m}_g : Le débit massique des gaz d'échappement.

Le principe de la conservation de masse permet d'écrire.

$$\dot{m}_g = \dot{m}_c + \dot{m}_a \quad (\text{Kg/s})$$

avec

\dot{m}_c : Débit massique de combustible admis dans la chambre de combustion.

\dot{m}_a : Débit massique de l'air admis dans la chambre de combustion.

Puisque le calorimètre est un échangeur de chaleur, il permet l'extraction de la chaleur des gaz d'échappement, cette quantité de chaleur est donnée par:

$$Q_e = \dot{m}_e \cdot C_{pe} \cdot (T_4 - T_5) \quad (\text{K.W})$$

Il est à signaler que quantité de chaleur ne constitue qu'une partie de la quantité globale de la chaleur contenue dans les gaz d'échappement et ce pour trois raisons.

- 1°) L'eau ne peut pas dépasser sa température d'ébullition, et pour des raisons de sécurité sa température ne doit pas dépasser 85°C.
- 2°) La température des gaz d'échappement ne doit pas trop diminuer de peur que cela provoque la condensation dans la tuyauterie, de la vapeur d'eau contenue dans les gaz d'échappement. Un minimum de 120°C est conseillé.
- 3°) Une partie de la chaleur est perdue entre la sortie de la chambre de combustion et l'entrée du calorimètre. /9/

Donc, en quittant le calorimètre, les gaz refroidis contiennent une quantité de chaleur appréciable.

Ainsi on a :

$$Q_e = \dot{m}_e \cdot C_{pe} \cdot (T_4 - T_5) = \dot{m}_g \cdot C_{pg} \cdot (T_2 - T_3)$$

Or

$$Q_g = \dot{m}_g \cdot C_{pg} \cdot (T_1 - T_0)$$

D'où

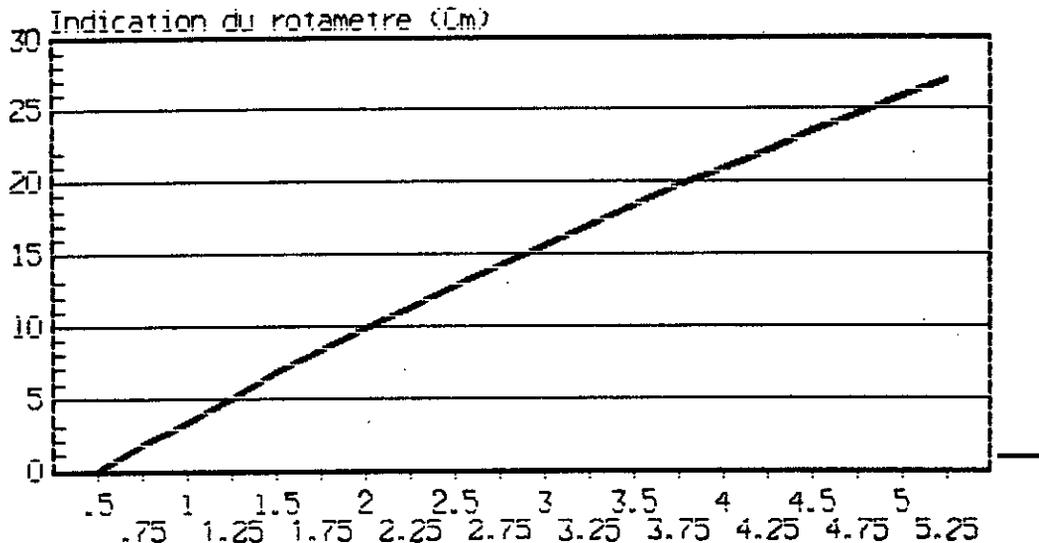
$$\dot{m}_g \cdot C_{pg} = \frac{Q_e}{T_2 - T_3} \quad \text{et donc} \quad Q_g = \frac{T_1 - T_0}{T_2 - T_3} \cdot Q_e$$

III-B-1) CALCUL RELATIF A L'EAU DE REFROIDISSEMENT

Le banc d'essai est équipé d'un ensemble d'instruments de mesure, parmi lesquels les rotamètres qui donnent les débits volumiques de l'eau de refroidissement de la culasse du moteur et l'eau du calorimètre.

En réalité, les valeurs lues sur ces rotamètres sont en (cm)

GRAPHE POUR ETALONNAGE TYPE
DU ROTAMETRE D'EAU DE REFROIDISSEMENT



Fig(III.1) Debit d'eau (L/min)

Et en se référant au graphe de la Fig(III.1), on pourra lire le débit volumique en (l/min) à 20 °C, avec une correction de la valeur lue $\times(1+25.10^{-5}.T)$. /9/

Avec T, la température de l'eau en degré Celsius.

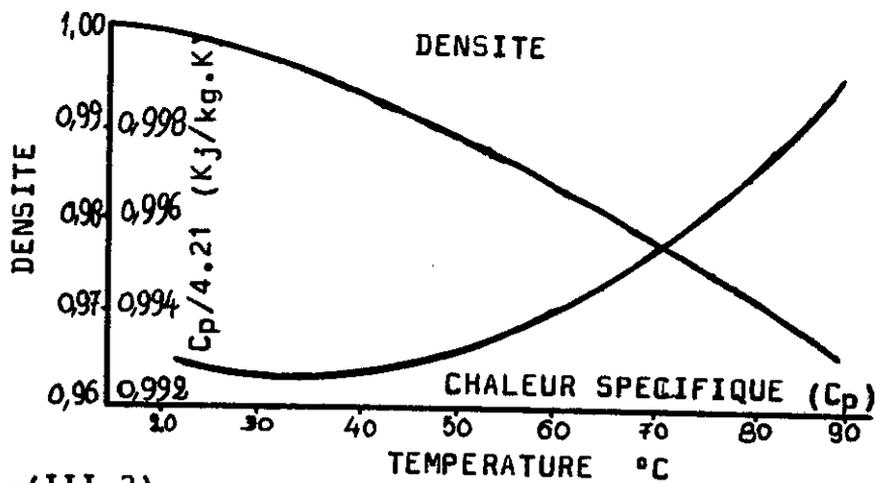
Et on sait que: 1 litre/minute = $1.67.10^{-5}$ (m^3/s)

Or comme $\dot{m}_e = \rho_e \cdot \dot{V}_e$

On aura $\dot{m}_e = 1.67 .10^{-5} \cdot \rho_e \cdot \dot{V}_e$ (Kg/s)

Avec \dot{V}_e le débit volumétrique en (l/min).

La valeur nominale de la masse spécifique de l'eau est de 1000 (Kg/m^3). Elle diminue en fonction de la température en passant par un minimum, alors que la densité diminue. Voir fig(II.2)



Fig(III.2)

Pour éstimer la chaleur extraite par l'eau, il faut tenir compte des variations simultanées de densité et de chaleur spécifique de l'eau entre l'entrée et la sortie du calorimètre.

Ainsi:

$$\rho_e = \frac{\rho_{e1} + \rho_{e2}}{2} \cdot 1000 \quad , (\text{Kg}/\text{m}^3)$$

Et

$$C_{pe} = 4.21 \cdot (C_1 + C_2)/2 \quad , (\text{Kj}/\text{Kg} \cdot \text{K}) \quad , /9/$$

Avec ρ_{e1}, C_1 la densité et la chaleur spécifique à la température T_1 .

Et ρ_{e2}, C_2 la densité et la chaleur spécifique à la température T_2 .

III-B-2) CHALEUR FOURNIE AU MOTEUR

La chaleur fournie au moteur, dépend essentiellement de la quantité de combustible admis dans le cylindre, et comme il y a d'autres paramètres qui déterminent la quantité de combustible réellement admise dans le cylindre et qui sont généralement d'ordre constructifs (Injecteur, canalisation, chambre de combustion etc...) on a recours à un coefficient de correction ξ , donné pour les moteurs diesel dans la plage (0.8 à 0.96).

D'où

$$Q_c = \xi \cdot \dot{m}_c \cdot P_c^i \quad (\text{Kj/s})$$

P_c^i : Pouvoir calorifique inférieur du combustible

Soit pour le gaz-oil $P_c^i = 39000 (\text{Kj/Kg}), /g/$

III-C) : ESTIMATION DE LA CHALEUR SPECIFIQUE DES GAZ D'ÉCHAPPEMENT

Pour estimer la chaleur spécifique des gaz d'échappement on considère la relation suivante:

$$Q_g = \dot{m}_g \cdot C_{pg} \cdot (T_1 - T_0) = \frac{T_1 - T_0}{T_2 - T_3} \cdot Q_e$$

D'où

$$C_{pg} = \frac{Q_e}{\dot{m}_g \cdot (T_2 - T_3)} \quad (\text{Kj/Kg.K})$$

III-C-1) - DETERMINATION DES CHALEURS PERDUES DANS CHAQUE COPARTIMENT DE L'ÉCHAPPEMENT:

Les compartiments de l'échappement (pour le banc d'essai) sont en nombre de trois.

1°) Sortie de la chambre de combustion - Entrée du calorimètre:

La chaleur perdue est donnée par:

$$Q_p = \dot{m}_g \cdot C_{pg} \cdot (T_1 - T_2) \quad (\text{Kw})$$

2°) Entrée du calorimètre - Sortie du calorimètre:

La chaleur perdue ou échangée avec l'eau de refroidissement est donnée par:

$$Q_{ec} = Q_e = \dot{m}_g \cdot C_{pg} \cdot (T_2 - T_3) \quad (\text{Kw})$$

3°) Sortie du calorimètre - l'atmosphère:

La chaleur restante dans les gaz d'échappement après leur passage dans (1) et (2) est estimée à:

$$Q_r = Q_g - Q_p - Q_{ec}$$

$$Q_r = \frac{T_1 - T_0}{T_2 - T_3} \cdot Q_e - \frac{T_1 - T_2}{T_2 - T_3} \cdot Q_e - Q_e$$

D'où

$$Q_r = \frac{T_3 - T_0}{T_2 - T_3} \cdot Q_e \quad (\text{Kw})$$

-PARAMETRES FIXES-

Date des essais	16/04/89	Temperature ambiante	21,5 °C
Carburant	Gas-oil	Poids specifique	0,84 Kg/l
Taux de compression	12	Ouverture des gaz	max

N (tr/mn)	1200	1350	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2550
Mef (Kg/h)	168	167,9	155,9	155,9	149,8	149,7	149,5	143,5	143,8	
Mec (Kg/h)	237	237	245,9	252,3	251,8	236,8	244,8	245,8	245,3	
Mg (Kg/h)	23,64	25,64	30,30	30,40	33,80	36,25	35,05	40,30	41,92	
Tefc (°C)	16	16	16	16	16	16	16	16	16	
Tsfc (°C)	26	27	30	32	35	39	45	45	36	
Tegc (°C)	390	410	470	500	525	570	620	650	690	
Tsgc (°C)	44	46	62	105	150	180	205	> 200	> 200	
Tem (°C)	51	51	52	42	41	44	50	42	45	
Tsm (°C)	62	61	61	60	61	68	75	67	72	
Tl (°C)	430	450	500	540	570	600	650	680	720	
Cpf	4,180	4,180	4,180	4,180	4,180	4,180	4,180	4,180	4,180	
Cpc	4,184	4,184	4,184	4,182	4,182	4,184	4,187	4,184	4,185	
Qe (Kw)	1,951	2,145	2,534	2,895	3,304	3,997	5,033	4,832	3,339	
Cpg	0,859	0,827	0,738	0,868	0,938	1,018	1,246			
Qc (Kw)	10,37	12,40	13,65	14,72	17,23	19,21	20,90	23,58	26,50	
Qg (Kw)	2,303	2,525	2,972	3,800	4,832	5,929	7,622			
Qrf (Kw)	3,030	2,754	2,572	5,276	5,850	6,604	7,117	7,141	7,699	

-----PARAMETRES FIXES-----

Date des essais	18 / 04 / 89	Temperature ambiante	18,5°C
Carburant	Gas-oil	Poids specifique	0,84 Kg/l
Taux de compression	15	Ouverture des gaz	max

N (tr/mn)	1200	1350	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2550
Mef (Kg/h)	186	179,8	179,8	179,7	173,7	173,7	173,5	173,5	167,5	167,5
Mec (Kg/h)	267,6	259	259,2	267,6	266,4	267,3	265,9	265,9	266,9	250,8
Mg (Kg/h)	21,28	23,75	26,68	30,99	34,88	35,51	37,60	40,60	45,44	45,69
Tefc (°C)	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19
Tsfc (°C)	25	29	30	31	36	36	40	40	42	42
Tegc (°C)	310	415	435	460	525	530	610	630	655	680
Tsgc (°C)	52	65	90	120	136	170	200	>200	>200	>200
Tem (°C)	43	50	47	41	50	40	50	50	40	50
Tsm (°C)	52	61	60	55	65	60	70	70	65	75
T1 (°C)	350	450	475	500	550	560	640	660	680	700
Cpf	4,179	4,179	4,179	4,179	4,179	4,179	4,179	4,179	4,179	4,179
Cpc	4,180	4,184	4,183	4,181	4,184	4,182	4,185	4,185	4,183	4,187
Qe (Kw)	1,296	2,087	2,298	2,504	3,427	3,427	4,229	4,229	4,472	4,472
Cpg	0,849	0,904	0,899	0,855	0,909	0,965	0,988			
Qc (Kw)	10,34	11,97	13,75	15,41	17,44	19,35	21,95	24,33	26,75	29,52
Qd (Kw)	1,665	2,573	3,041	3,545	4,682	5,154	6,410			
Qpf (Kw)	2,796	3,311	3,915	4,350	4,643	6,210	6,183	6,183	7,753	7,292

---PARAMETRES FIXES---

Date des essais	19 / 04 / 89	Temperature ambiante	19 °C
Carburant	Gas-oil	Poids specifique	0,84 kg/l
Taux de compression	18	Ouverture des gaz	max

N (tr/mn)	1200	1350	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2550
Mef (Kg/h)	143,9	107,8	95,8	89,77	83,71	83,62	161,27	155,61	143,5	149,47
Mec (Kg/h)	252,44	267,97	252,95	267,7	252,32	267	259,18	266,9	268,38	267,7
Mg (Kg/h)	22,67	23,69	27,97	31,83	34,75	37,73	38,38	42,24	45,78	45,91
Tefc (°C)	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19
Tsfc (°C)	28	32	36	39	43	48	48	40	42	42
Tegc (°C)	350	400	410	435	480	530	570	590	580	630
Tsgc (°C)	60	62	95	117	155	179	195	>200	>200	>200
Tem (°C)	45	36	38	36	42	46	42	41	28	36
Tsm (°C)	55	52	52	54	60	61	64	64	50	57
Tl (°C)	390	430	450	465	510	560	600	620	600	650
Cpf	4,179	4,179	4,179	4,179	4,178	4,180	4,180	4,179	4,178	4,178
Cpc	4,181	4,180	4,180	4,181	4,182	4,183	4,183	4,183	4,181	4,181
Qe (Kw)	1,503	1,627	1,891	2,084	2,332	2,816	5,430	3,793	3,830	3,990
Cpg	0,823	0,732	0,773	0,741	0,743	0,765	1,354			
Qc (Kw)	11,072	12,166	13,585	15,51	17,203	19,53	21,52	23,45	26,85	28,308
Qg (Kw)	1,923	1,979	2,587	2,923	3,522	4,339	8,388			
Qrf (Kw)	2,932	4,978	4,112	5,596	5,276	4,653	6,625	7,132	6,856	6,529

III-D) : COMMENTAIRE SUR LES RESULTATS EXPERIMENTAUX

Ce qu'on peut tirer comme conclusion de ce bilan calorifique est que dans un moteur à combustion interne, l'énergie fournie au moteur, n'est pas totalement convertie en travail utile, cela est dû aux différentes pertes enregistrées (friction, conduction et convection, contre pression et gaz d'échappement).

En prenant comme exemple un taux de compression de 15, on dressera le tableau suivant.

Pour un coefficient de correction de 0.96.

N(tr/min)	1200	1350	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2550.
Pertes % friction	10.1	9.84	10.1	11.1	10.7	11.0	11.2	11.1		
Pertes % échappement	16.8	22.4	23.1	24.0	28.0	27.8	30.4			
Pertes % refroidissement	28.2	28.8	29.7	29.4	27.7	33.4	29.3	26.5	30.2	25.7

Le tableau de dessus confirme la répartition des pertes dans un moteur à combustion interne .

Et donne les valeurs moyennes suivantes :

10.64 % pour les pertes de friction

24.64 % pour les pertes d'échappement

28.89 % pour les pertes de refroidissement

La valeur des pertes par échappement, relativement faible, peut être expliquée par le fait que les pertes par échappement sont basses à faibles vitesses, et cela est dû certainement au fait que le moteur n'a pas chauffé suffisamment (350 °C), alors que ces pertes, sont en moyenne de 28.73 % pour une température moyenne de 583 °C, comme il est montré dans le tableau.

CHAPITRE : IV

A - Generalité

B - La combustion

C - Calcul de combustion

D - Analyse des gaz d'échappement

E - Les réactifs

F - Mode opératoire

G - Commentaire sur les résultats d'analyse

IV) : COMBUSTION DANS LE MOTEUR DIESEL ET ANALYSE DES GAZ D'ÉCHAPPEMENT

IV-A) : GENERALITE

Les produits d'échappement ou de combustion dans les moteurs à allumage par compression, en l'absence des fumées (signe de combustion incomplète du produit injecté) contiennent du CO_2 , O_2 , N_2 , et une très faible concentration de CO (moins de 0.12%).

La quantité de CH_4 varie de 0 à 0.1% tant que le moteur est faiblement chargé. Lorsqu'apparaissent les fumées dans les gaz d'échappement les quantités de CO et de H_2 croissent rapidement.

Le contrôle de la combustion est effectué par l'analyseur d'ORSAT simple pour les gaz brûlés. Il permet l'analyse du CO_2 , de l'oxygène et du CO , et de ce fait détermine le taux de pollution provoqué par ces gaz.

IV-B) : LA COMBUSTION

Le rendement d'une machine à combustion interne est fonction de la qualité de la combustion, /1/ encore la combustion dans les moteurs à allumage par compression est la conséquence directe du phénomène d'auto-inflammation du combustible injecté sous forme d'un brouillard dans des la masse d'air portée à une température élevée par la compression.

Un rapport volumétrique important est nécessaire pour l'obtention d'une température suffisante (550°C) pour créer l'auto-inflammation et la combustion a lieu même pour des mélanges pauvres. /3/

En revanche, en raison de l'hétérogénéité du mélange air-combustible, l'utilisation totale de l'air admis n'est pas possible. Ce qui limite la quantité d'énergie libérée par unité de masse d'air admis. /3/

Dans le but de faciliter l'explication du processus de combustion, il est utile de donner préalablement les définitions

suivantes.

-DUREE D'INJECTION:

c'est le temps compté entre le début et la fin de l'injection du combustible dans le cylindre.

-ANGLE D'INJECTION:

c'est l'angle de rotation du vilebrequin correspondant à la durée d'injection

-DELAÏ D'ALLUMAGE :

c'est le temps compris entre le début de l'injection et le début de la combustion.

-DELAÏ ANGULAIRE:

c'est l'angle de rotation du vilebrequin correspondant au délai d'allumage.

roulement de la combustion dans le moteur diesel se fait en trois phases.

LA PREMIERE correspond au délai d'allumage durant laquelle est introduite une quantité de combustible injecté par cycle, selon les conditions régnant dans le cylindre et selon l'aptitude du combustible à s'auto-inflammer.

LA SECONDE coïncide avec la combustion très rapide (pratiquement à volume constant) du combustible injecté pendant le délai d'allumage.

LA TROISIEME correspond à la combustion de fraction finale de combustible introduit au fur et à mesure dans le cylindre.

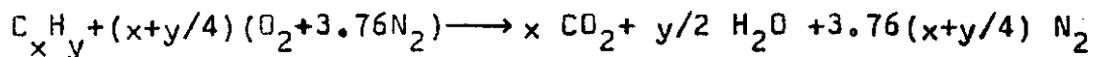
Il est très fréquent que la troisième phase soit absente spécifiquement pour les faibles débits de combustible.

IX-C) : CALCUL DE COMBUSTION-

L'air est un mélange de gaz contenant approximativement 21% d'oxygène, 78% d'azote, 1% d'argon et plusieurs autres gaz en quantités infimes.

Dans les calculs de combustion on admet généralement que l'analyse donne au point de vue volumétrique 21% de O_2 et 79% de N_2 . Ceci revient à dire que pour 1 m³ de O_2 il y'aura dans l'air environ $79/21 = 3.76$ m³ de N_2 , et puisque les volumes représentent des moles ou fraction de mole on pourra dire que pour chaque mole de O_2 il y aura 3.76 moles de N_2 soit pour 32 Kg de O_2 on a $3.76 \times 28 = 106.28$ Kg de N_2 . /4/

Ainsi pour un hydrocarbure C_xH_y la réaction de combustion s'écrit:



En sachant les masses molaires de $C=12$ Kg, $H=1$ Kg, $O_2=32$ Kg et $N_2=28$ Kg

Le rapport stœchiométrique sera donné par :

$$L_{st} = \frac{(x+y/4) \times 137.28}{12x + y}$$

Pour le gaz-oil la molécule fictive est donnée par C_7H_{11} d'où

$$L_{st} = \frac{(7+11/4) \times 137.28}{112 \times 7 + 11} = 14,09$$

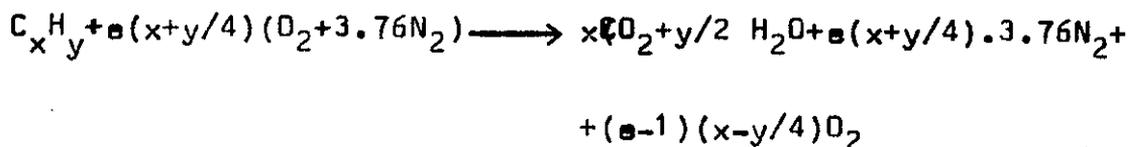
Ceci dit on a une combustion complète et les proportions volumétriques des gaz secs sont déterminées comme suit:

$$CO_2 = \frac{x}{3.76(x+y/4) + x} \cdot 100, \quad N_2 = \frac{3.76(x+y/4)}{3.76(x+y/4) + x} \cdot 100$$

Ainsi pour le gaz-oil on aura 16.03 % de CO₂ et 83.97 % de N₂

En pratique la combustion complète du gaz-oil injecté dans le cylindre d'un moteur Diesel n'est possible qu'avec un excès d'air important variant entre 1.5 et 2 ,d'où le rapport air/comburant variera entre 21.135 et 28.18 .

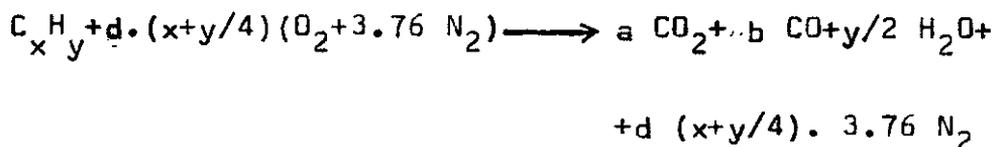
La formule chimique s'établira alors comme suit pour cette réaction .



e:étant le coefficient d'excès d'air

Et dans le où la quantité d'air admis dans le cylindre est inférieure à la quantité théorique ,l'équation de réaction est quelque peu différente mais facile à résoudre .

Ici la combustion est incomplète et il apparait du CO aussi bien que du CO₂ dans les produits.Ainsi l'équation deviendra :



d:étant le coefficient de défaut de masse d'air admis

Alors les proportions de CO et de CO₂ sont respectivement b et a ,et sont déterminées par les équations suivantes:

$$a+b = x \quad ; \quad a+b/2 + y/4 = d(x+y/4)$$

$$d'où \quad a = 2 \cdot d(x+y/4) - x - y/2 \quad ; \quad b = 2 \cdot x + y/2 - 2 \cdot d(x+y/4)$$

$$\text{ou encore} \quad a = x(2 \cdot d - 1) + y/2 \cdot (d-1)$$

$$b = (1-d)(2x+y/2)$$

d'où

$$\% \text{CO}_2 = \frac{a}{a + b + d(x + y/4) \cdot 3.76} \cdot 100$$

$$\% \text{CO} = \frac{b}{a + b + d(x + y/4) \cdot 3.76} \cdot 100$$

$$\% \text{N}_2 = \frac{d(x + y/4) \cdot 3.76}{a + b + d(x + y/4) \cdot 3.76} \cdot 100$$

Exemple:

$$d = 95\% \quad , \quad x = 7 \quad , \quad y = 11$$

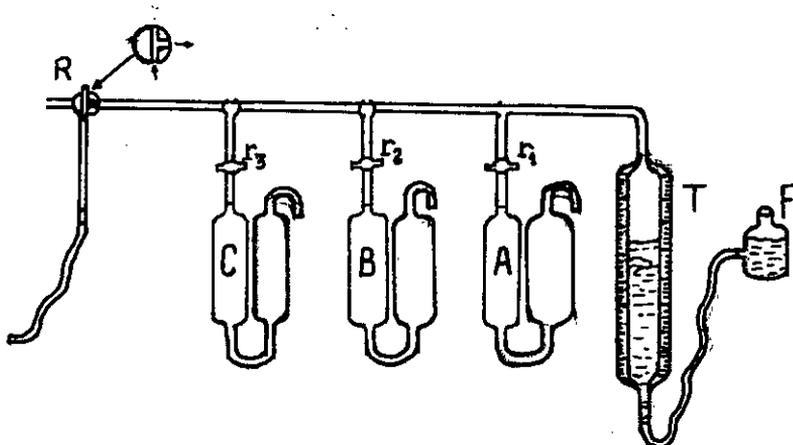
$$a = 6.025 \quad , \quad b = 0.975$$

$$\% \text{CO}_2 = 14.40 \quad , \quad \% \text{CO} = 2.33 \quad , \quad \% \text{N}_2 = 83.26$$

IV-D): ANALYSE DES GAZ D'ECHAPPEMENT

IV-D-1): DESCRIPTION

Fig(.D.1)



L'analyse des gaz prélevés s'effectuera au moyen d'un appareil d'ORSAT fig(.D.1) .Cet appareil se compose essentiellement d'un tube mesureur gradué, de trois vases à absorption A, B et C appelés laboratoires contenant des réactifs appropriés affleurant des repères et d'un flacon moteur F rempli d'eau acidulée et dont la manipulation commande la circulation des gaz.

Le robinet à trois voies R permet suivant sa position de mettre le tube mesureur en communication soit avec la prise de gaz

soit avec l'atmosphère et enfin d'isoler l'appareil en cours de l'analyse.

Les robinets r_1, r_2, r_3 s'utilisent au cours de manoeuvres successives.

IV-E); LES REACTIFS.

-Le liquide de garde :

Celui-ci est composé par une solution de 68.45 g de chlorure de calcium (CaCl_2) diluée dans 500 ml d'eau rendue acide par quelques gouttes de HCl plus un colorant (Méliantine).

-Les absorbeurs de :

- * CO_2 : L'absorption de ce gaz se fait dans une solution de potasse (KOH), qui se prépare en versant 500 ml d'eau distillée dans 160 g de KOH pure.
- * CO : La solution se prépare en versant 250 ml d'eau dans 33 g de chlorure de cuivre (CuCl_2) et en ajoutant 250 ml d'acide chlorhydrique HCl plus des copeaux de cuivre.
- * O_2 : L'absorption de l'oxygène se fait dans l'hydro-sulfite de soude ($\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_4$) en quantité de 30 g dissous dans 250 ml d'eau distillée .

A cette solution on ajoute 8 g de potasse (KOH) dissous dans 50 ml d'eau distillée .

(Il faut faire attention à ce que la solution ne vire pas au noir.

:PRISE DE GAZ-

On réglera au préalable le moteur aux conditions exactes de marche (régime, puissance, etc...) et on s'assurera de la stabilité de marche du moteur.

La prise de gaz s'effectue au moyen d'une tubulure placée en dérivation sur la canalisation principale d'évacuation des gaz d'échappements.

IV-F); MODE OPERATOIRE - PRISE D'ECHAPPEMENT DE GAZ-

Les robinets r_1, r_2, r_3 étant fermés .Saisir le flacon moteur d'une main et en mettant le tube mesureur en communication avec l'atmosphère à l'aide du robinet R en manoeuvrant le flacon moteur chasser les gaz qui s'y trouvent.

Mettre le mesureur en communication avec la prise de gaz à l'aide de R remplir le plus possible le mesureur de gaz, chasser cette première prise de gaz dans l'atmosphère.

Remplir T à nouveau de gaz, et repeter ces deux opérations vidange et remplissage trois ou quatre fois. Au dernier remplissage qui constituera l'échantillon à analyser, isoler l'appareil quand son volume est environ 100 cm^3 . Ouvrir le robinet R juste pour ramener le liquide au même niveau dans T et F .

Lire et noter le volume V à la pression atmosphérique du gaz dans T

IV-F-1); ANALYSE-

1) Ouvrir le robinet r_1 à l'aide du flacon moteur F et faire barboter le plus grand volume de gaz possible dans A (Laboratoire le plus proche de T et contenant le réactif spécifique du CO_2) sans cependant faire passer du liquide de T dans A.

Rappeler les gaz dans T et recommencer l'opération trois ou quatre fois. Les gaz étant dans le mesureur et le réactif au niveau du repère de A . Fermer r_1 et ramener le liquide dans T et F au même niveau, lire le nouveau volume et le retenir .

La différence $V_1 - V_2$ donne le volume de CO_2 et permet donc le calcul de la teneur en gaz carbonique.

2) Repeter l'opération précédente dans le laboratoire B (milieu) contenant le réactif de l'oxygène pour avoir la teneur en O_2

3) Le laboratoire C qui est le plus éloigné du mesureur donne la teneur en CO .

Il est à remarquer que lors du dosage de l'oxygène si celui-ci n'est pas absorbé complètement il le sera dans le chlorure cuivreux et sera compté par erreur comme étant du CO

-TABLEAUX DES RESULTATS EXPERIMENTAUX-

A			
N(tr/min)	800	1500	2400
% CO ₂	4.5	9	11
% CO	0.5	0.5	0.5
% O ₂	1	1	0.5

B			
N(tr/min)	800	1500	2550
% CO ₂	10	10.5	10.5
% CO	1.5	0.5	0.5
% O ₂	0.5	0.5	0.5

C			
N(tr/min)	800	1500	2550
% CO ₂	9.5	9.5	11
% CO	1	0.5	1.5
% O ₂	0.5	1.5	0.5

A: POUR UN TAUX DE COMPRESSION DE 12

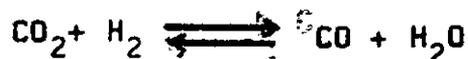
B: POUR UN TAUX DE COMPRESSION DE 15

C: POUR UN TAUX DE COMPRESSION DE 18

IV-G); COMMENTAIRE SUR LES RESULTATS D'ANALYSE

Les expériences qu'on a mené ont montré ou confirmé la quasi-absence de CO, agent le plus représentatif de la pollution dans les gaz d'échappement diesel, cette absence est due à l'important excès d'oxygène dans la combustion diesel. CO_2

Donc le CO se forme par manque d'oxygène, et entre en réaction avec l'hydrogène.



Comme remarque, on note que la richesse du mélange en oxygène favorise la formation des oxydes nitriques (NO_x) nocifs pour la santé, mais seulement pour des températures de combustion supérieures à 1500 °C /1/.

On peut remarquer aussi l'accroissement de la teneur en dioxyde de carbone en fonction de la vitesse de rotation, ceci est d'autant plus important que le taux de compression est faible et cela s'explique par le fait que la turbulence des gaz se manifeste peu pour les faibles taux de compression et surtout à faible vitesse.

On voit aussi pour certaines expériences, la lecture par défaut du CO alors qu'en réalité c'est une quantité d'oxygène, absorbée en plus dans le troisième laboratoire.

Cf : CONCLUSION-

Par le biais de ce travail, nous avons eu l'occasion en premier lieu, de pratiquer sur un moteur à combustion interne à allumage par compression. De ce fait nous avons acquis des connaissances de praticien, avec un certain savoir faire, si l'on juge par le nombre de fois que les organes du banc d'essai ont été en panne, nous poussant ainsi à chaque fois à trouver les solutions adéquates en des brèfs délais.

En deuxième lieu, nous avons pu approfondir nos connaissances théoriques sur le moteur Diesel, comment établir un bilan énergétique d'un moteur et donc proportionner l'ensemble de son énergie calorifique.

Cependant, le plus important de tout cela, est qu'on estime avoir réussi à simuler les performances du moteur du banc d'essai TD43 (version diesel), et élaborer des modèles les traduisant correctement, avec une précision appréciable, et donc valider leur utilisation à l'avenir. Encors nous estimons avoir pu présenté un schéma assez détaillé, pour procéder à la simulation de phénomènes physiques, en se basant sur des résultats ou des mesures expérimentales.

Enfin nous avons procédé à une analyse des gaz d'échappement par l'analyseur simple d'ORSAT. Malgré que nous avons essayé de présenter un travail plus complet dans tous ses aspects, la sensibilité d'un tel analyseur, relativement réduite, nous a beaucoup limité.

Plusieurs tentatives, ont été mené pour réparer les analyseurs à infra-rouge (ayant une très grande sensibilité), mais le manque

de pièces constaté, nous a empêché de réparer quoique ce soit.

Le bilan énergétique établi, est satisfaisant, dans la mesure où les pourcentages de répartition de la chaleur ont été vérifiés et sont jugés d'appréciables.

Nous avons essayé encore, de généraliser le programme informatique établi, pour tout moteur diesel, et cela par la simple connaissance de la cylindrée totale de celui-ci, et à partir des modèles que nous avons établis, nous déterminerons les performances du moteur en question. (voir exemple, § III)

Les résultats obtenus, sont très encourageants. Cependant ce travail présente certes des lacunes que nous souhaitons, qu'elles seront comblées par les étudiants à venir.

-----PARAMETRES FIXES-----

Date des essais	17 / 04 / 89	Temperature ambiante	19,3 °C
Carburant	Gas-oil	Poids specifique	0,84 kg/l
Taux de compression	13	Ouverture des gaz	max

N (tr/mn)	1200	1350	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2550
CO (N.m)	23,82	25,87	25,16	23,73	22,9	22,61	21,70	21,59	21,23	20,89
PU (Kw)	2,994	3,657	3,952	4,1	4,317	4,617	4,771	5,087	5,334	5,58
Ca (ml/s)	0,313	0,37	0,425	0,471	0,524	0,582	0,665	0,734	0,726	0,855
Quant (Kg/h)	0,947	1,118	1,286	1,425	1,584	1,761	2,01	2,22	2,194	2,586
mm. H2O	22,5	25	28	31	36,5	36	38	42	47	48
Air (Kg/h)	20,69	22,99	25,75	28,51	33,56	33,10	34,94	38,62	43,32	44,14
CO (N.m)	10,5	11	11,5	12	12,8	13				
Friction										
PU (Kw)	1,32	1,56	1,81	2,07	2,41	2,66				
Air/Carb	21,85	20,56	20,02	20,004	21,19	18,80	17,39	17,40	19,74	17,07
Cs (Kg/Kwh)	0,316	0,306	0,325	0,348	0,367	0,381	0,421	0,436	0,411	0,464
RUO	0,816	0,806	0,812	0,818	0,882	0,803	0,787	0,812	0,854	0,819
RME	0,694	0,702	0,686	0,664	0,642	0,635				
RTE	0,892	0,802	0,884	0,265	0,252	0,242	0,219	0,212	0,225	0,199

ANNEXE

-----PARAMETRES FIXES-----

Date des essais	17 / 04 / 89	Temperature ambiante	20 °C
Carburant	Gas-oil	Poids specifique	0,84 kg/l
Taux de compression	13,5	Ouverture des gaz	max

N (tr/mn)	1200	1350	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2550
CO (N.m)	24,41	24,98	24,69	24,15	23,66	22,99	22,04	21,92	21,95	21,54
PU (Kw)	3,07	3,532	3,88	4,174	4,46	4,70	4,85	5,17	5,52	5,753
Ca (m/s)	0,289	0,336	0,377	0,436	0,494	0,558	0,63	0,696	0,809	0,852
Carburant (Kg/h)	0,874	1,016	1,141	1,317	1,494	1,689	1,906	2,104	2,446	2,578
Ca (mm H2O)	23	24,5	28,5	32	36	37,5	38,5	39,5	46	49
Air (Kg/h)	21,06	22,43	26,1	29,3	32,96	34,34	35,25	36,17	42,12	44,87
CO (N.m)	8	8,7	9	11	11,5	11,5	11,8	12,5		
Friction										
PU (Kw)	1,01	1,23	1,414	1,901	2,168	2,348	2,529	2,945		
Air/Carb	24,1	22,08	22,87	22,25	22,06	20,33	18,5	17,19	17,22	17,40
Cs (Kg/Kwh)	0,285	0,288	0,294	0,316	0,335	0,36	0,393	0,407	0,443	0,448
RUO	0,833	0,788	0,825	0,842	0,869	0,835	0,796	0,763	0,833	0,835
RME	0,753	0,742	0,733	0,687	0,673	0,666	0,657	0,637		
RTE	0,324	0,321	0,314	0,292	0,276	0,256	0,235	0,227	0,208	0,206

-----PARAMETRES FIXES-----

Date des essais	18 / 04 / 89	Temperature ambiante	19,7 °C
Carburant	Gas-oil	Poids specifique	0,84 kg/l
Taux de compression	14,5	Ouverture des gaz	max

N (tr/mn)	1200	1350	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2550
CO (N.m)	24,7	25,87	25,59	24,54	24,42	24,68	24,04	23,13	23,20	22,49
PU (Kw)	3,104	3,657	4,02	4,24	4,603	5,039	5,364	5,45	5,832	6,005
Ca (ml/s)	0,28	0,333	0,382	0,438	0,486	0,573	0,643	0,69	0,787	0,977
Quant (Kg/h)	0,847	1,007	1,154	1,326	1,469	1,733	1,945	2,085	2,379	2,651
mm. H2O Air	22,5	25	28,5	31,5	35,5	37,5	40	43	46,5	45,1
(Kg/h)	20,64	22,93	26,14	28,90	32,57	34,4	36,69	39,45	42,66	41,37
CO (N.m)	10,5	10,5	11	12	12,5	13	13,5	14		
Friction										
PU (Kw)	1,32	1,48	1,728	2,073	2,356	2,655	2,969	3,299		
Air/Carb	24,368	22,774	22,66	21,79	22,17	19,85	18,87	18,92	17,93	15,61
Cs (Kg/Kwh)	0,273	0,275	0,287	0,313	0,319	0,344	0,363	0,383	0,408	0,442
RUD	0,815	0,805	0,826	0,83	0,857	0,836	0,828	0,831	0,842	0,769
RME	0,702	0,712	0,699	0,672	0,662	0,655	0,644	0,623		
RTE	0,338	0,336	0,322	0,295	0,289	0,268	0,254	0,241	0,226	0,21

---PARAMETRES FIXES---

Date des essais	18/04/89		Temperature ambiante	18,5°C						
Carburant	Gas-oil		Poids specifique	0,84 kg/l						
Taux de compression	15		Ouverture des gaz	max						
N (tr/mn)	1200	1350	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2550
CO (N.m)	24,27	26,09	25,4	25,35	25,31	24,52	25,01	24,05	24,09	22,68
PU (Kw)	3,049	3,689	3,989	4,381	4,771	5,007	5,499	5,667	6,054	6,06
Ca (ml/s)	0,315	0,365	0,42	0,47	0,532	0,591	0,67	0,743	0,817	0,901
Carburant (Kg/h)	0,954	1,105	1,269	1,422	1,61	1,786	2,026	2,246	2,469	2,725
Ca (mm H2O)	22	24,5	27,5	32	36	36,5	38,5	41,5	46,5	46,5
Air (Kg/h)	20,33	22,64	25,41	29,57	33,27	33,73	35,58	38,35	42,97	42,97
CO (N.m)	8	8	8,5	9,5	9,5	10	10,5	11		
Friction										
PU (Kw)	1,005	1,131	1,335	1,642	1,791	2,042	2,309	2,592		
Air/Carb	21,31	20,49	20,03	20,80	20,66	18,89	17,56	17,07	17,40	15,77
Cs (Kg/Kwh)	0,313	0,30	0,318	0,325	0,338	0,357	0,368	0,396	0,408	0,45
RUO	0,8	0,791	0,80	0,846	0,872	0,816	0,80	0,804	0,845	0,795
RME	0,752	0,765	0,749	0,727	0,727	0,71	0,704	0,686		
RTE	0,295	0,308	0,29	0,284	0,273	0,259	0,251	0,233	0,226	0,205

-----PARAMETRES FIXES-----

Date des essais	18 / 04 / 89	Temperature ambiante	20,4 °C
Carburant	Gas-oil	Poids specifique	0,84 kg/l
Taux de compression	15,5	Ouverture des gaz	max

N (tr/mn)	1200	1350	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2550
CO (N.m)	24,70	25,89	25,88	25,23	25,24	24,91	24,61	24,40	24,25	23,32
PU (Kw)	3,104	4,66	4,066	4,359	4,757	5,087	5,413	5,749	6,096	6,226
Ca (ml/s)	0,309	0,345	0,397	0,447	0,493	0,564	0,645	0,734	0,795	0,844
Chur										
ant (Kg/h)	0,933	1,043	1,2	1,352	1,49	1,705	1,949	2,22	2,404	2,551
(mm. H2O)	23	25	29,5	32,5	36,5	37,5	40	43	46,5	48,5
Air										
(Kg/h)	21,01	22,84	26,95	29,68	33,34	34,25	36,53	39,28	42,48	44,30
CO (N.m)	8,5	9,5	9,5	10	11	11	11,5	11,5		
Friction										
PU (Kw)	1,068	1,343	1,492	1,728	2,074	2,246	2,529	2,71		
Air/Carb	22,52	21,89	22,46	21,96	22,38	20,09	18,75	17,69	17,67	17,37
Cs (Kg/Kwh)	0,301	0,285	0,295	0,31	0,313	0,335	0,36	0,386	0,394	0,41
RUO	0,832	0,804	0,853	0,855	0,88	0,834	0,826	0,83	0,841	0,825
RME	0,744	0,732	0,732	0,716	0,696	0,694	0,682	0,68		
RTE	0,307	0,324	0,313	0,298	0,295	0,276	0,256	0,239	0,234	0,225

-----PARAMETRES FIXES-----

Date des essais	18 / 04 / 89	Temperature ambiante	19,3 °C
Carburant	Gas-oil	Poids specifique	0,84 Kg/l
Taux de compression	16,5	Ouverture des gaz	max

N (tr/mn)	1200	1350	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2550
CO (N.m)	25,86	26,54	26,89	26,37	26,91	26,87	26,49	26,20	25,48	24,14
PU (Kw)	3,249	3,751	4,223	4,557	5,073	5,486	5,825	6,173	6,405	6,445
Ca (ml/s)	0,277	0,314	0,38	0,41	0,487	0,562	0,633	0,696	0,772	0,855
Quant (Kg/h)	0,838	0,948	1,15	1,239	1,472	1,700	1,914	2,104	2,335	2,586
mm. H2O	23	25,5	29	32	39	39	42	40	49	52
Air										
(Kg/h)	21,15	23,45	26,67	29,43	35,86	35,86	38,62	36,78	45,06	47,82
CO (N.m)	9,8	10	10,5	11	12	12,5	13	13		
Friction										
PU (Kw)	1,232	1,414	1,649	1,901	2,262	2,553	2,859	3,063		
Air/Carb	25,24	24,74	23,19	23,75	24,36	21,10	20,18	17,48	19,30	18,49
Cs (Kg/Kwh)	0,258	0,253	0,272	0,272	0,29	0,31	0,329	0,341	0,365	0,4
RUO	0,834	0,822	0,841	0,844	0,943	0,87	0,87	0,774	0,888	0,887
RME	0,725	0,726	0,719	0,706	0,692	0,683	0,671	0,668		
RTE	0,358	0,365	0,338	0,338	0,318	0,298	0,281	0,271	0,253	0,23

-----PARAMETRES FIXES-----

Date des essais	18 / 04 / 89	Temperature ambiante	18 °C
Carburant	Gas-oil	Poids specifique	984 kg/l
Taux de compression	17	Ouverture des gaz	max

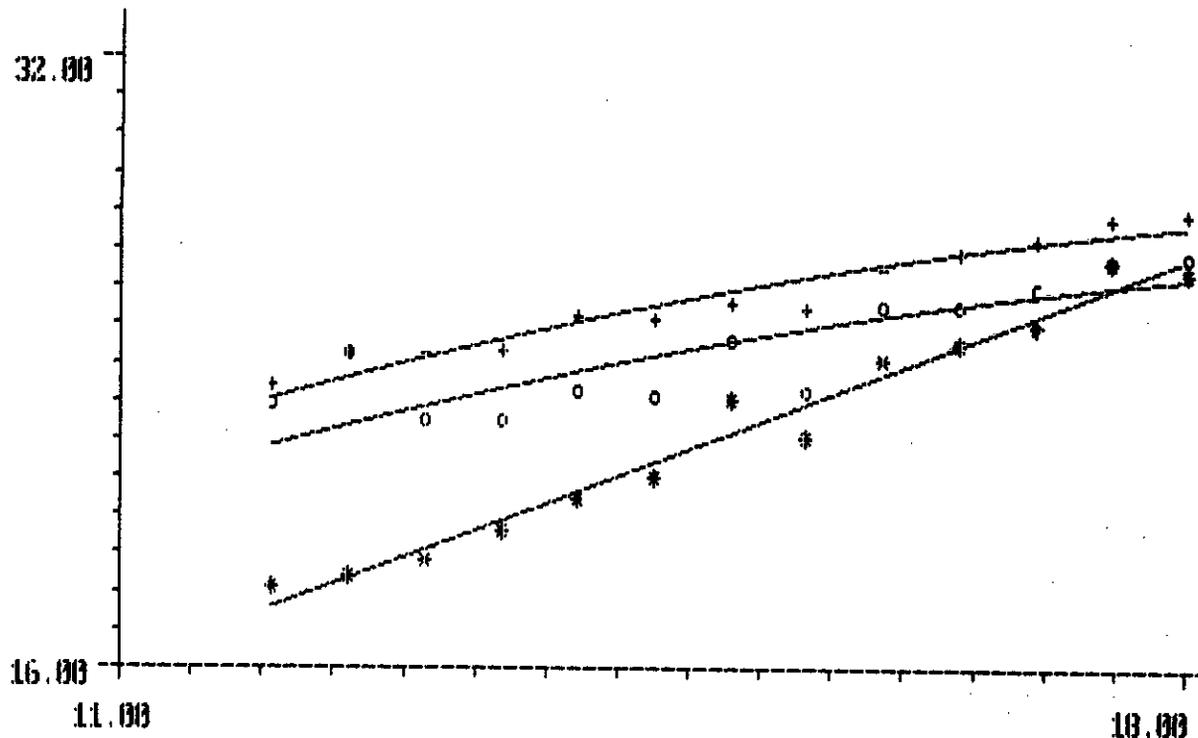
N (tr/mn)	1200	1350	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2550
CO (N.m)	26,09	27,09	26,92	27,23	27,31	27,26	26,52	26,23	25,48	25,02
PU (Kw)	3,278	3,83	4,23	4,704	5,148	5,566	5,852	6,18	6,405	6,681
Ca (m/s)	0,287	0,338	0,378	0,44	0,487	0,558	0,64	0,72	0,726	0,782
Carburant (Kg/h)	0,869	1,023	1,143	1,33	1,472	1,689	1,934	2,177	2,195	2,365
Air (mm.H2O)	23	25,5	29	33	38	39	42	45,5	50	53,5
Air (Kg/h)	21,32	23,64	26,88	30,59	35,22	36,15	38,93	42,17	46,35	49,53
CO (N.m)	9	9	9,5	10	10,5	11,5	12	12		
Friction										
PU (Kw)	1,131	1,272	1,492	1,728	1,979	2,348	2,639	2,827		
Air/Carb	24,53	23,11	23,52	22,99	23,93	21,40	20,13	19,37	21,11	20,97
Cs (Kg/Kwh)	0,265	0,267	0,27	0,283	0,286	0,304	0,332	0,352	0,343	0,354
RUO	0,837	0,844	0,873	0,922	0,873	0,922	0,873	0,883	0,909	0,916
RME	0,743	0,751	0,739	0,731	0,722	0,703	0,688	0,686		
RTE	0,348	0,346	0,342	0,326	0,323	0,304	0,278	0,262	0,269	0,261

-----PARAMETRES FIXES-----

Date des essais	! 19 / 04 / 89 !	Temperature ambiante	! 19 °C !
Carburant	! Gas-oil !	Poids specifique	! 0,84 Kg/l !
Taux de compression	! 18 !	Ouverture des gaz	! max !

N (tr/mn)	! 1200 !	! 1350 !	! 1500 !	! 1650 !	! 1800 !	! 1950 !	! 2100 !	! 2250 !	! 2400 !	! 2550 !
CO (N.m)	! 27,18 !	! 27,47 !	! 28,02 !	! 27,26 !	! 28,33 !	! 28,19 !	! 27,44 !	! 26,51 !	! 26,98 !	! 26,28 !
PU (Kw)	! 3,415 !	! 3,883 !	! 4,401 !	! 4,711 !	! 5,341 !	! 5,757 !	! 6,035 !	! 6,247 !	! 6,78 !	! 7,018 !
Ca (ml/s)	! 0,338 !	! 0,371 !	! 0,415 !	! 0,474 !	! 0,525 !	! 0,596 !	! 0,657 !	! 0,716 !	! 0,819 !	! 0,864 !
Carburant (Kg/h)	! 1,022 !	! 1,123 !	! 1,254 !	! 1,432 !	! 1,588 !	! 1,803 !	! 1,986 !	! 2,165 !	! 2,478 !	! 2,613 !
Ca (mm.H2O)	! 23,5 !	! 24,5 !	! 29 !	! 33 !	! 36 !	! 39 !	! 39,5 !	! 43,5 !	! 47 !	! 47 !
Air (Kg/h)	! 21,65 !	! 22,57 !	! 26,72 !	! 30,40 !	! 33,17 !	! 35,93 !	! 36,39 !	! 40,07 !	! 43,30 !	! 43,30 !
CO (N.m)	! 12,5 !	! 13 !	! 13,5 !	! 14 !	! 15,5 !	! 16 !	! 16 !	! 16,5 !	!	!
Friction	!	!	!	!	!	!	!	!	!	!
PU (Kw)	! 2,749 !	! 1,838 !	! 2,121 !	! 2,419 !	! 2,922 !	! 3,267 !	! 3,519 !	! 3,888 !	!	!
Air/Carb	! 21,18 !	! 20,10 !	! 21,31 !	! 21,23 !	! 20,89 !	! 19,93 !	! 18,36 !	! 18,51 !	! 17,47 !	! 16,57 !
Cs (Kg/Kwh)	! 0,299 !	! 0,289 !	! 0,285 !	! 0,304 !	! 0,297 !	! 0,313 !	! 0,329 !	! 0,347 !	! 0,366 !	! 0,372 !
RUO	! 0,853 !	! 0,79 !	! 0,842 !	! 0,871 !	! 0,871 !	! 0,871 !	! 0,82 !	! 0,842 !	! 0,853 !	! 0,803 !
RME	! 0,554 !	! 0,679 !	! 0,675 !	! 0,661 !	! 0,646 !	! 0,638 !	! 0,632 !	! 0,616 !	!	!
RTE	! 0,309 !	! 0,319 !	! 0,324 !	! 0,304 !	! 0,311 !	! 0,295 !	! 0,281 !	! 0,266 !	! 0,252 !	! 0,248 !

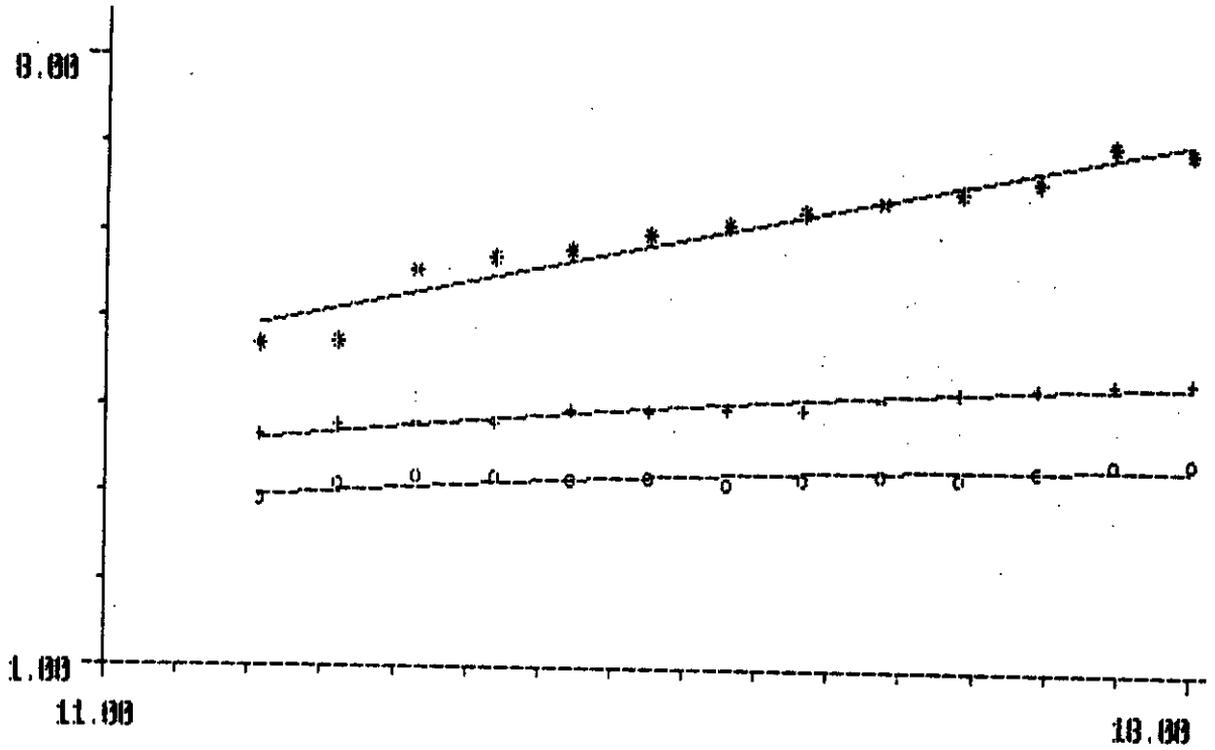
COE(N.m)=f(EPS)



VARIATION DU COUPLE EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION

- - VITESSE DE ROTATION DE 1200 (tr/min)
- + - VITESSE DE ROTATION DE 1500 (tr/min)
- * - VITESSE DE ROTATION DE 2550 (tr/min)

PUE(Kw)=F(EPS)



VARIATION DE LA PUISSANCE EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION

- - VITESSE DE ROTATION DE 1200 (tr/min)
- + - VITESSE DE ROTATION DE 1500 (tr/min)
- * - VITESSE DE ROTATION DE 2550 (tr/min)

SFC (Kg/Kwh) = f(CEPS)

CC

1.00

1.

0.00

11.00

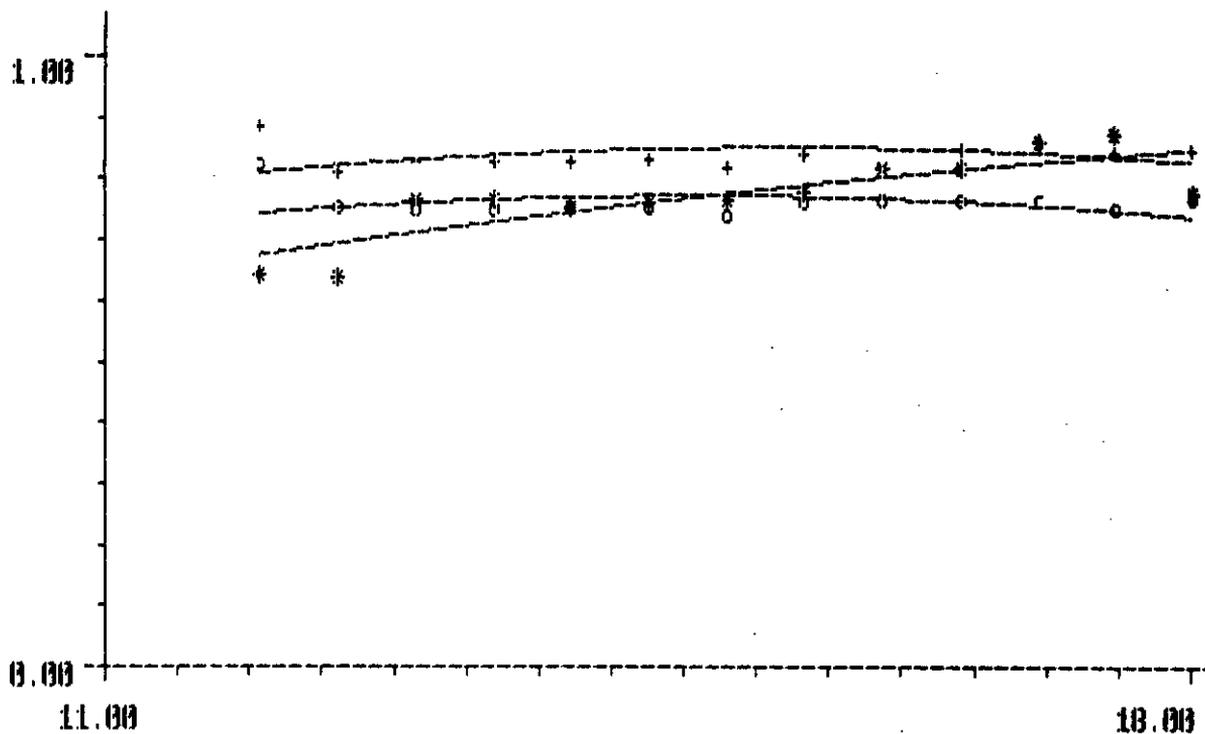
18.00

VARIATION DE LA CONSOMMATION SPECIFIQUE EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION

I

- - VITESSE DE ROTATION DE 1200 (tr/min)
- + - VITESSE DE ROTATION DE 1500 (tr/min)
- * - VITESSE DE ROTATION DE 2550 (tr/min)

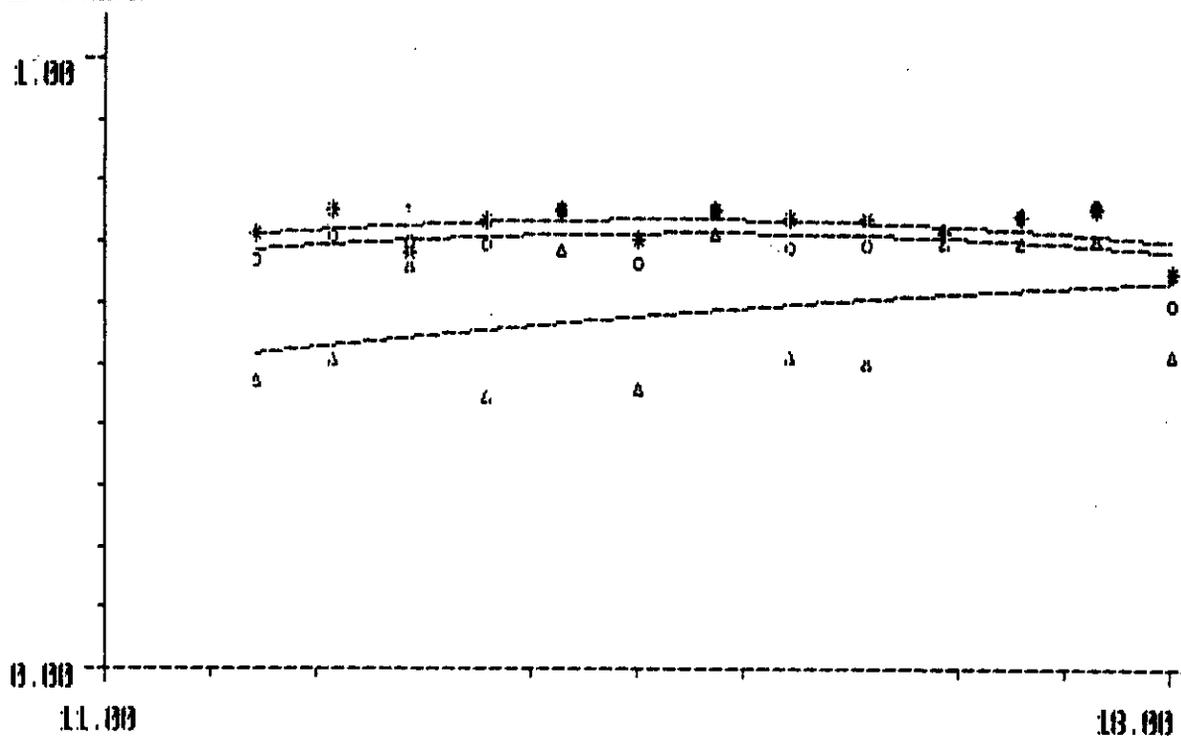
RVE = f(CEPS)



VARIATION DU RENDEMENT VOLUMETRIQUE EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION

- - VITESSE DE ROTATION DE 1200 (tr/min)
- + - VITESSE DE ROTATION DE 1500 (tr/min)
- * - VITESSE DE ROTATION DE 2550 (tr/min)

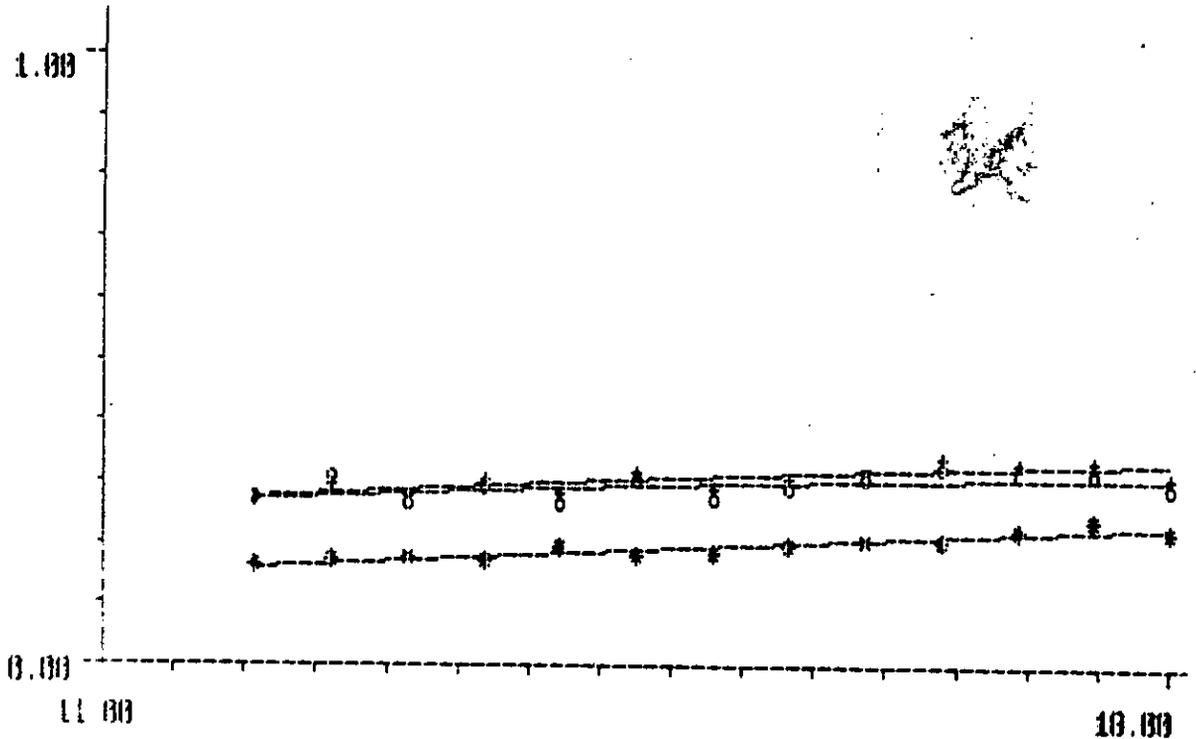
RME = (CEPS)



VARIATION DU RENDEMENT MECANIQUE EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION

- - VITESSE DE ROTATION DE 1200 (tr/min)
- * - VITESSE DE ROTATION DE 1500 (tr/min)
- △ - VITESSE DE ROTATION DE 2550 (tr/min)

RTE=F(EPS)



VARIATION DU RENDEMENT THERMIQUE EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION

- - LA VITESSE DE ROTATION DE 1200 (tr/min)
- + - VITESSE DE ROTATION DE 1500 (tr/min)
- * - VITESSE DE ROTATION DE 2550 (tr/min)

BIBLIOGRAPHIE

/1/: Science et technique du moteur

diesel industriel et de transport . (R.BRUN)
Tome:1 Editions Technip

/2/: Encyclopédie des sciences industrielle

Tome:2 (Mécanique-Application-Transport) . (QUILLET)

Librairie Aristide Quillet

/3/: Ancienne documentation de l'école (E.N.P)

Manuel de T-P

/4/: Traité élémentaire du moteur diesel. (b)

(ORVILLE L.ADAMS)

/5/: Mémoire de fin d'étude (DUNIS , Janvier 88)

Promoteur: M.HADJ-AMEUR

/6/: Méthode numérique appliquées.

(M. BOUMHRAT)

/8/: Technique numérique appliquée au calcul scientifique

(J.-P. PELLETIER)

/7/: Méthode de calcul numérique

(C. NOWAKOWSKI)

/9/: Bulletin technique du banc d'essai TD43

7