

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

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : Genie Mecanique

المكتبة المتعددة التخصصات
BIBLIOTHEQUE - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

1er

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

PERFORMANCES D'UN
MOTEUR DIESEL PETTER
1620 cc QUATRE TEMPS
DEUX CYLINDRES

Proposé Par :

Etudié par :

Dirigé par :

M^r: Boudjelti, M.

M^r: Benbraïka

PROMOTION : Juin 88

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail à :

- Mes chers parents pour tous les sacrifices consentis à mon égard.
- Mes frères et soeurs.
- Toute ma famille grand et petit.

Remerciements

Il m'est agréable d'exprimer ici ma profonde reconnaissance à tous ceux qui m'ont aidé à élaborer ce modeste travail.

Je tiens à présenter mes remerciements à mon promoteur, Monsieur Ben braïka qui m'a guidé pendant toute la période qui a pris ce mémoire pour se réaliser, et les enseignements qui ont contribué à ma formation.

Enfin, que tous ceux qui m'ont encouragé de près ou de loin, durant ma formation trouvent ici le témoignage de ma profonde reconnaissance.

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

Département: Genie Mécanique

دائرة: الهندسة الميكانيكية

Promoteur: BENBRAIKA M.

المشرف: محمد بن بركة

Etudiant: BOUDJELTI M.

الطالب: محمد بوجلطي

الموضوع: تحديد خواص محرك ديزال بيتر سعته 1620 سم³ ذات اربع اسواط واسطونتين .

الملخص: يهدف عملنا الى تحديد خواص محرك ديزال (القدرة، العزم، الاستهلاك النوعي)، كما يتبع بمقارنة النتائج التجريبية المحصل عليها مع النتائج المقدمة من طرف صانع وكذلك نتائج الحساب للدائرة الشبه حقيقية .

Sujet: Performances d'un moteur Diesel PETER 1620cc, quatre temps, deux cylindres .

Resumé: Notre travail consiste à déterminer les performances du moteur (puissance, couple, consommation spécifique), ces dernières seront comparés avec celles fournies par le constructeur, ainsi qu'avec celles obtenues à partir du calcul du cycle quasi-réel .

Subject: Performances of PETER Diesel engine 1620cc, four strokes two cylinders

Abstrat: Our work consists in the determination of performances of Diesel engine (power, torque, specific fuel consumption). The results are be compared with those given by the constructor, aswell as obtained theoretically .

Sommaire

Chapitre I :

Introduction 1

Chapitre II :

Description du banc d'essai 3

2.1 : Généralités 3

2.2 : Les différents organes du banc 3

2.2.1.1: Moteur 3

2.2.1.2: Pompe d'injection 4

2.2.2 : Dynamometre 5

2.2.3 : Oscilloscope 6

2.2.4 : Console de commande 6

2.2.5 : Réservoir d'air 8

2.2.6 : Réservoir de carburant 8

2.2.7 : Système de refroidissement 8

2.2.8 : Calorimetre des gaz d'échappement 9

Chapitre III :

Etude thermodynamique 10

3.1 : Cycle de fonctionnement 10

3.2 : Calcul des points d'un cycle quasi-réel 11

3.2.1 : Les données de base 11

3.2.2 : Processus d'admission 11

3.2.2.1 : Pression d'admission 12

3.2.2.2 : Rendement volumetrique 13

3.2.2.3: Coefficient de Pureté du fluide moteur.	14
3.2.2.4: Température d'admission	14
3.2.3: Combustion.	15
3.2.3.1: Consommation d'air	15
3.2.3.2: Produit de la fumée	17
3.2.3.3: Bélan énergétique de la combustion.	17
3.2.4: Processus de détente	21
3.2.5: Processus d'échappement.	22
3.2.6: Calcul des volumes.	22
3.2.7: Étableau recapitulatif.	22
3.3 : Diagramme $P=f(v)$	22
3.3.1: Cycle Quasi-réel	22
3.3.2: Cycle réel	23
3.4: Calcul des performances du moteur.	24
 Chapitre IV:	
Methode de mesure des parametres.	28
4.1: Mesure de la puissance effective	28
4.2: Mesure de la puissance moyenne effective	28
4.3: Consommation spécifique effective	29
4.4: Rendement thermique global.	30
4.5: Mesure de l'air consommé	30
4.6: Rendement volumétrique.	31
4.7: Mesure de la chaleur perdue	32

Chapitre V:

Expériences et résultats. 34

5.1.1: Fonctionnement en régime à charge constante. 34

5.1.2: Principe de la manipulation. 34

5.1.3: Tableaux récapitulatifs des mesures. 35

5.1.4: Courbes. 41

5.2.1: Fonctionnement en régime à vitesse constante. 45

5.2.2: Principe de la manipulation. 45

5.2.3: Tableaux récapitulatifs des mesures. 45

5.2.4: Courbes. 52

5.3: Influences de la vitesse de rotation. 56

5.3.1: Constataction. 57

5.3.2: Interpretation. 58

5.4: Influences de la position de l'accélérateur. 61

5.4.1: Constataction. 61

5.4.2: Interpretation. 61

5.5.1: Comparaisons des performances du moteur
théoriques et expérimentales. 63

5.5.2: Comparaisons des courbes obtenues avec
celles de constructeur. 64

Chapitre VI:

Conclusion et recommandation. 66

Liste des figures .

fig-1 : pompe d'injection .	
fig-2 : Accélérateur manuel .	5
fig-3 : Diagramme d'évolution de la pression de compression en fonction de volume	14 .
fig-4 : Diagramme d'évolution de la pression de combustion en fonction de volume	15
fig-5 : Diagramme $P = f(V)$ du cycle quasi-réal .	25 .
fig 6 : Courbes du couple en fonction de la vitesse à charge constante .	41
fig 7 : Courbes du puissance en fonction de la vitesse à charge constante .	42
fig 8 : Courbes de la consommation spécifique en fonction de la vitesse .	43
fig 9 : Courbes de rendement thermique en fonction de la vitesse	43
fig 10 : Courbes du rendement volumétrique .	43
fig 11 : Courbes de consommation spécifique en fonction de la pression moyenne effective	44
fig 12 : Courbes du couple en fonction de la vitesse de rotation .	52
fig 13 : Courbes du puissance effective en fonction de la vitesse .	53 .
fig 14 : Courbes de consommation spécifique effective en fonction de la vitesse de rotation .	
fig 15 : Courbes de rendement thermique en fonction de la vitesse .	54
fig 16 : Courbes de rendement volumétrique en fonction de la vitesse .	54
fig 17 : Courbes de consommation en fonction de la vitesse .	55
fig 18 : Courbes des performances du moteur en fonction de la position de l'accélérateur .	59

NOTATION

Symbole	Designation	Unités
P_0	Pression atmosphérique.	daN/cm ²
P_a	Pression d'admission.	daN/cm ²
P_c	Pression en fin de compression.	daN/cm ²
P_y	Pression maximale de cycle.	daN/cm ²
P_t	Pression en fin de combustion.	daN/cm ²
P_d	Pression en fin d'étente.	daN/cm ²
P_{gr}	Pression des gaz résiduels.	daN/cm ²
T_0	Température de milieu ambiant.	K
T_a	Température d'admission.	K
T_c	Température en fin de compression.	K
T_y	Température maximale de cycle.	K
T_t	Température en fin de combustion.	K
T_d	Température en fin de détente.	K
T_{gr}	Température des gaz résiduels.	K
η_v	Rendement volumétrique.	—
η_{th}	Rendement thermique.	—
ϵ	Taux de compression.	—
V_h	Cylindrée	cm ³
λ	Excès d'air	—
η_{cf}	Nombre de mole de charge fraîche.	Kmole/kg comb.
η_f	Nombre de mole de produit de fumée.	Kmole/kg comb.
η_{gr}	Nombre de mole des gaz résiduel.	Kmole/kg comb.

$P_{m.i}$	Pression moyenne indiquée	daN/cm^2
$P_{m.e}$	Pression moyenne effective.	daN/cm^2
P_i	Puissance indiquée	KW
P_e	Puissance effective.	KW
N	Vitesse de rotation	tr/mn
C_e	Couple effectif.	$N.m$
Q	debit volumique.	l/h
P_c^i	Pouvoir calorifique inferieur.	$Kcal/kg$
$C.S.f.i$	Consommation spécifique indiquée	$kg/kw.h$
$C.S.f.e$	Consommation spécifique effective.	$kg/kw.h$

I - Introduction :

Dans le but de répondre aux besoins et aux exigences du marché, et d'avoir un rôle important sur sa scène, le plus grand souci des constructeurs d'automobiles a été l'augmentation des performances des moteurs, tout en conservant une faible cylindrée, ainsi une faible consommation de carburant.

Toutefois certains constructeurs ont opté pour des véhicules à grande cylindrée, ce qui a permis de faire atteindre au moteur une grande puissance et meilleure fiabilité, malgré l'augmentation de la consommation de combustible.

Cependant le constructeur est contraint avant de lancer toute production de moteur, de s'assurer avec exactitude des performances réelles de son projet dont l'étude a été réalisée au préalable, d'où l'intérêt de l'utilisation d'un banc d'essai qui permettra une confirmation des performances et caractéristiques du moteur en question.

Pour cela, l'utilisation du banc d'essai s'avère nécessaire et indispensable.

Dans le seul domaine de l'automobile par exemple, la réparation d'un moteur, ou sa fabrication en série nécessite un banc d'essai pour :

- Dans le premier cas; vérifier les caractéristiques après la mise à neuf des organes défectueux.
- Dans le second cas ; permettre le contrôle et le rodage des pièces en mouvement.

D'autre part, la plage d'utilisation des bancs d'essai s'étale sur tous les domaines de la technologie.

Notre étude consiste justement à déterminer les performances d'un moteur diesel à deux cylindres PETER PJ2W du banc d'essai acquis récemment par le laboratoire moteur du département de Génie mécanique.

On établira, l'évolution des performances du moteur en fonction de la vitesse de rotation en deux régimes de fonctionnement à vitesse constante et à couple constant pour les différentes positions de l'accélérateur.

Nous proposons cette étude sous forme de six chapitres :

- Dans le premier ; introduction où nous montrons l'intérêt d'un tel banc d'essai déjà cité.
- Dans le deuxième chapitre ; nous donnons une description détaillée du banc d'essai sur lequel nous avons travaillé.
- Dans le troisième chapitre ; Un calcul thermodynamique détaillé pour une vitesse donnée (2000tr/mn) et les performances du moteur à cette vitesse.
- Dans le quatrième chapitre ; nous donnons, les méthodes de mesures des performances du moteur.
- Dans le cinquième chapitre ; nous exposons les résultats et les courbes avec des constatations et interprétations.
- Dans le sixième chapitre ; Conclusion et recommandation.

CHAPITRE II :

Description du banc d'essai

2.1: Généralité :

Le banc d'essai TE 16 est conçu pour les moteurs standard Petter PJ2W diesel, Ford 2271E à essence et autres moteurs en option. Dans notre étude, nous nous intéressons uniquement au premier, mais le procédé de travail restera toujours valable à part certains.

Le banc dispose de :

- Un moteur Petter PJ2W diesel.
- Un dynamomètre accouplé au moteur.
- Une console de commande.
- Un réservoir d'air.
- Un réservoir de carburant.
- Un système de refroidissement du moteur.
- Un calorimètre des gaz d'échappement.

2.2: Les différents organes du banc d'essai :

2.2.1: Moteur :

Le moteur standard Petter PJ2W, est un moteur diesel dont les caractéristiques sont :

- Quatre temps, deux cylindres.
- Cylindrée totale de 1,620 litre.
- Alésage : 96,8 mm.
- Course : 110 mm.

- Taux de compression : 17,5 .
- puissance de 16,8 Kw à 2000 tr/mn .

La culasse du moteur est conçue pour recevoir un capteur de pression. Le moteur est relié au dynamomètre par un manchon élastique.

2.2.1.2: Pompe d'injection :

Le moteur PJ2W dispose de deux pompes d'injection qui alimentent chacune un cylindre, elle est composée d'un piston, ce dernier est commandé par une came solidaire d'un arbre à cames qui est entraîné par la rotation du vilebrequin dans un mouvement alternatif, et d'un mouvement de rotation commandé par une tige de réglage à crémaillère qui permet la variation du débit injecté dans le cylindre (fig. 2).

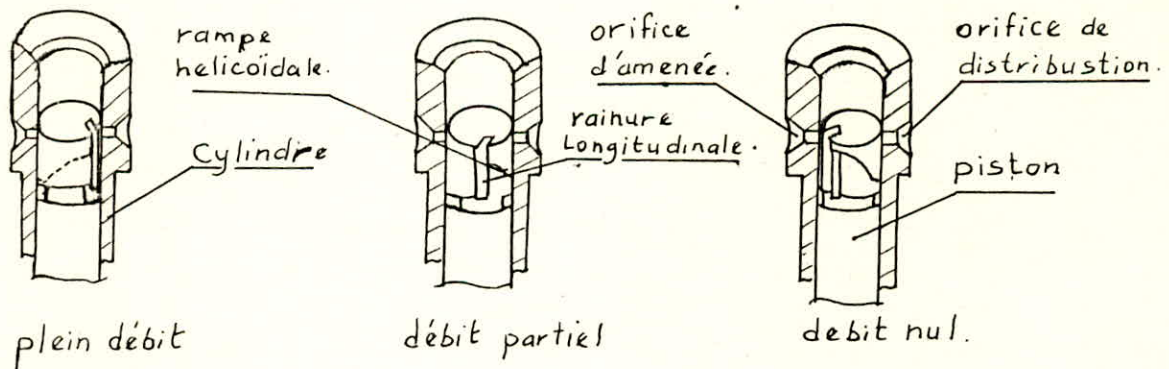


fig-1 . [1]

Dans notre cas la variation de débit est faite par un accélérateur manuel en même temps dans les deux pompes puisque les tiges de réglage de la crémaillère des deux pompes sont reliées.

Chaque position de l'accélérateur est indiquée par une vitesse de rotation comme le montre la figure ci-dessous.

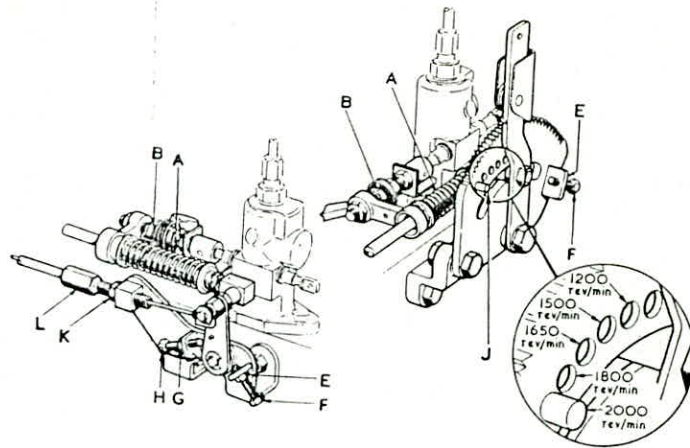


fig-2.[2]

2.2.2 : Dynamomètre :

Les caractéristiques du dynamomètre sont :

- vitesse maximale : 3600 tr/mn.
- Capacité : 22,5 Kw.
- Bras de levier : 368 mm.
- Puissance disponible lors de l'entraînement des moteurs thermique est égale à 0,85 fois celle de la puissance de freinage.

Le dynamomètre est conçu pour fonctionner dans les deux sens de rotation, il comporte un régulateur à thyristor ; c'est une unité de récupération à quatre secteurs qui retourne l'énergie générée sous forme de courant alternatif au réseau.

Avec cet arrangement, il est possible de faire varier la vitesse, en appliquant un couple constant sur le régulateur et vice-versa.

Un Tacho-générateur monté sur le dynamomètre et en liaison avec le régulateur à thyristor, La précision de la vitesse est réalisée à 0,1% de la pleine échelle.

Une cellule de charge, reliée au carter du dynamomètre, mesure le couple de renversement de ce dernier.

2.2.3: Oscilloscope :

Le banc dispose d'un oscilloscope adapté pour donner les diagrammes (P, V) et (P, θ) du moteur, en le reliant au piezoélectrique (capteur de pression) qui se trouve sur la culasse du moteur, ainsi qu'au codeur qui mesure la rotation du vilebrequin.

pour la mise en marche de l'oscilloscope voir l'annexe.

2.2.4: Console de commande :

La console est montée séparément du banc d'essai. Elle comporte :

o/ Quatre indicateurs à affichage digital qui donnent :

- Le couple en Newton-mètre.
- La vitesse en tours/minutes.
- Nombre de tour du vilebrequin.
- La durée en secondes, correspondant au nombre de tour total affiché.

Les deux derniers indicateurs fonctionnent en même temps par un bouton-poussoir de mise en marche, de l'arrêt et de la remise à zéro.

B/ Les équipements de commande :

- Commande marche / arrêt :

C'est un groupe de deux boutons-poussoirs associés à un voyant de signalisation vert respectivement marqué "ON" et "OFF". Ces commandes assurent l'alimentation de la totalité de l'installation à l'exception faite de la dynamomètre.

- Commande marche / arrêt du dynamomètre :

C'est un groupe de deux boutons-poussoirs associés à un voyant de signalisation rouge, respectivement marqué "RUN" et "STOP" et DYNAMOMETRE.

Ces commandes assurent l'alimentation électrique du dynamomètre.

L'utilisateur doit s'assurer avant d'actionner le bouton-poussoir RUN que la commande de mise en charge est en position de réglage minimum.

- Commande de consigne de vitesse :

Elle est marquée "SPEED CONTROL". C'est une commande potentiométrique. Son ajustement, nous permet de jouer sur la vitesse du moteur au-dessus d'elle on trouve un appareil de mesure à cadre mobile qui affiche la consigne de vitesse imposée par cette commande.

- Commande de consigne de charge :

Cette commande potentiométrique détermine l'appel de la limite de courant d'induit du dynamomètre, au-dessus d'elle se trouve un appareil de mesure à cadre mobile qui affiche la valeur et le sens du courant d'induit.

Cet appareil est de type à zéro central. Les déviations de l'aiguille vers la droite du zéro indiquent que le dynamomètre entraîne

2.2-7: Système de refroidissement :
 L'eau provenant du robinet est recueillie dans un bac, la pompe le fait monter vers le débitmètre en passant dans des conduites où se trouve un thermomètre. L'eau entre dans le bloc moteur où l'échange de chaleur se produit; l'eau se charge de la chaleur dégagée.

A l'aide d'un chronomètre, on mesure la durée de consommation de 50, 100 ou 200, donc le débit volumique 200 centimètres cubes.

2.2-6: Réservoir de carburant :
 Le réservoir de combustible est de capacité de 5 litres monté sur un support en acier, avec une jauge de niveau et filtre et un débitmètre volumétrique de capacité 50 - 100.

La mesure de débit s'effectue en relevant la chute de pression qui correspond à une dénivellation de liquide coloré, de l'intérieur et l'extérieur du réservoir. La valeur du débit est donnée par la relation (4-16).

2.2-5: Réservoir d'air :
 Le réservoir d'air est de 0,69 m de diamètre et de 1,07 m de longueur, sur lequel est placé un débitmètre visqueux gradué en mm d'eau.

le moteur, et celles vers la gauche du gyro indiquent que le dynamomètre met le moteur en charge.

par le moteur, elle quitte le moteur, en passant dans la conduite où se trouve le deuxième thermomètre, pour regagner une autre fois le bac. Dans ce dernier se trouve un flotteur lorsque il descend, il permet l'admission de l'eau froide.

Un orifice est placé sur la partie supérieure du bac pour évacuer le surplus d'eau.

2.28: Calorimètre des gaz d'échappement :

Le moteur est relié au calorimètre par un tuyau d'échappement flexible, le calorimètre est un échangeur de chaleur, qui a pour rôle de refroidir les gaz ainsi, il nous permet de déterminer la chaleur spécifique (c_p) des gaz, en utilisant la relation (4-22)

CHAPTRE III

Etude thermodynamique d'un moteur Diesel

Nous avons jugé utile et indispensable de faire une étude thermique théorique détaillée qui nous fournira des outils de démonstration appréciables.

Cette étude portera sur le calcul de pression, de température et de volume pour tous les points du cycle quasi-réel, ainsi que l'évolution de ses différents paramètres.

3.1 Cycle de fonctionnement :

Un cycle de fonctionnement comprend nécessairement les phases suivantes qui peuvent plus au moins se chevaucher :

- Admission d'air .
- Compression de l'air sous l'action du piston dans sa course montante.
- Combustion par l'injection de gaz-oil à la fin de la compression.
- Détente des gaz qui repoussent le piston vers le point mort bas (P.M.B).
- L'échappement des gaz.

Ce cycle est effectué pendant deux tours de vilebrequin, il est dit alors : " CYCLE à Quatre temps ".

3.2 : Calcul des points d'un cycle quasi-réel :

3.2-1: Les données de base :

- cylindrée totale : $V_c = 1620 \text{ cm}^3$.
- Nombre de cylindre : $i = 2$.
- vitesse de rotation : $N = 2000 \text{ tr/mn}$.
- Course : $C = 110 \text{ mm}$.
- Alésage : $D = 36,8 \text{ mm}$.
- Taux de compression : $E = 17,5$.
- Température du milieu ambiant : $T_a = 22 \text{ C}$.
- Pression du milieu ambiant : $P_a = 759,6 \text{ mHg}$.

3.2-2 : Processus d'admission :

Pour la simplification des calculs, nous considérons les hypothèses suivantes :

- la transformation est adiabatique et isobare.
- Les soupapes sont fermées aux points morts.
- Le fluide moteur est un mélange des gaz résiduels et de la charge fraîche, et considéré comme gaz parfait.
- La charge fraîche se chauffe dans les collecteurs d'admission.
- Nous considérons les valeurs moyennes de :
 - La section de l'écoulement autour des soupapes.
 - La vitesse de l'écoulement au niveau des soupapes.
 - Le Coefficient de débit.
 - Le volume spécifique de la charge fraîche.

3.2.2.1: Pression d'admission:

- Le volume occupé par la charge fraîche :

$$V_{cf} = V_a - V_{gr} \quad \text{avec } V_{gr} = \beta \mu V_c$$

V_{gr} : Le volume des gaz résiduels à la fin de la course d'admission.

μ : Coefficient de volume des gaz résiduels en pratique $\mu = 0,5$.

β : Coefficient de balayage.

$$V_{cf} = V_h \left(\frac{V_a}{V_h} - \beta \mu \frac{V_c}{V_h} \right) \Rightarrow V_{cf} = V_h \left(\frac{\varepsilon - \beta \mu}{\varepsilon - 1} \right) \dots \dots (3-1)$$

V_h : La cylindrée unitaire.

- L'équation de continuité :

$$Q_v = \mu_a \varphi_a C_a \cdot f_m = (V_{cf} / \Delta T) \dots \dots \dots (3-2)$$

μ_a : Coefficient de débit à l'admission.

φ_a : Coefficient de la vitesse à l'admission.

C_a : vitesse d'admission idéale au niveau de la soupape.

$\Delta T = \frac{30}{N}$: La durée de la course d'admission.

Généralement : $\mu_a \varphi_a \in [0,7 ; 0,92]$

soit : $\mu_a \varphi_a = 0,9$.

$(f_m / V_h) \in [0,7 ; 1,3] \text{ (m}^3/\text{m}^3)$

$\frac{f_m}{V_h} = 0,7$.

- L'équation d'énergie entre milieu ambiant et cylindre :

$$\frac{C_a^2}{2} + \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{\sigma P_a}{\rho_a} = \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{P_c}{\rho_c} \dots \dots \dots (3-3)$$

Avec $P_m = \sigma P_a$: pression moyenne qui règne dans le cylindre.

Combinaison de (3-1) et (3-2) avec (3-3) donne :

$$P_a = \frac{P_0}{\sigma} \left[1 - \frac{N^2 [(\epsilon - P_u) / (\epsilon - 1)]^2}{(30)^2 \frac{2K}{K-1} \frac{P_0}{\rho_0} (\mu_a \varphi_a)^2 \cdot \left(\frac{f_m'}{V_h}\right)} \right] \dots \dots \dots (3-4)$$

Soient : $\sigma = 0,98$, $K = 1,4$; $1800 \frac{K}{K-1} \frac{P_0}{\rho_0} = 520 \cdot 10^6 \text{ m}^2/\text{s}^2$.

$P_0 = 10127 \text{ daN/cm}^2$, $f = 1$.

d'où : $P_a = 0,93 P_0 \rightarrow P_a = 0,94 \text{ daN/cm}^2$.

3.2.2.2: Rendement volumétrique :

C'est la quantité d'air admise réellement dans le cylindre pendant toute la course d'admission, sur la quantité d'air théoriquement admise.

Il est donné par l'expression suivante :

$$\eta_v = \frac{\vartheta}{\theta} \frac{1}{(\epsilon - 1)K} \frac{P_a}{P_0} \left[\epsilon + (K-1)(\epsilon - 1) - \frac{P_{gr}}{P} f \right] \dots \dots \dots (3-5)$$

ϑ : coefficient de charge supplémentaire . $\vartheta \in [1,1 ; 1,25]$.

θ : rapport du chauffage pendant l'admission :

$$\theta = \frac{\Delta T + T_0}{T_0} \quad \text{où } \Delta T \in [10 ; 20] \text{ } ^\circ\text{K} \quad \text{et } \theta \in [1,05 ; 1,15]$$

P_{gr} : pression des gaz résiduels : $P_{gr} \in [1,05 ; 1,15]$

Soient : $\Delta T = 20^\circ\text{K}$; $T_0 = 295,15^\circ\text{K}$, $\theta = 1,068$

$P_{gr} = 1,15 \text{ daN/cm}^2$, $\vartheta = 1,1$.

d'où : $\eta_v = 0,948$.

3.2.2.3: Coefficient de pureté du fluide moteur :

C'est le rapport du nombre de moles de la charge fraîche admise dans le cylindre, sur le nombre total de moles dans le cylindre à la fin d'admission, il est donné par l'expression suivante :

$$K_p = \frac{1}{1 + r \cdot \frac{P_r}{P} \cdot \frac{T_0}{T_{gr}} \cdot \frac{1}{\gamma_v^{(\epsilon-1)}}} \dots \dots \dots (3.6)$$

Généralement : $K_p \in [0,95 ; 0,97]$ soit : $T_{gr} = 800 \text{ K}$

$T_{gr} \in [600 ; 900] \text{ K}$

T_{gr} : température des gaz résiduels.

d'où :

$$K_p = 0,97$$

3.2.2.4: Température d'admission :

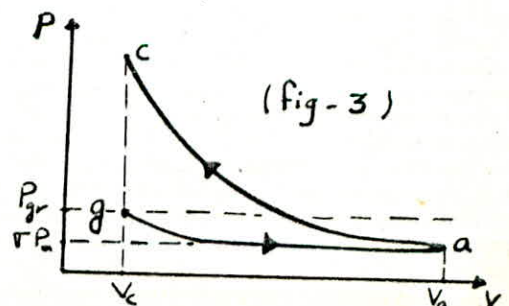
La température à la fin d'admission est donnée par l'expression suivante :

$$T_a = T_0 \cdot \frac{P_a}{P_0} \cdot \frac{\epsilon}{\epsilon-1} \cdot \frac{1}{\gamma_v \left[\frac{1}{\gamma} + \frac{1}{K_p} - 1 \right]} \dots \dots \dots (3.7)$$

$$T_a = 1,11876 T_0 \Rightarrow T_a = 330,2 \text{ K}$$

3.2.3 : Processus de compression :

Hypothèses : - Le processus commence à la fermeture de la soupape d'admission et se termine au moment du commencement de la



combustion .

- La transformation est polytropique dont l'exposant k_c varie de 1,32 à 1,38 par expérience .

$$\text{d'où : } P_c V_c^{k_c} = P_a V_a^{k_c} \quad \Longrightarrow \quad P_c = P_a \cdot \epsilon^{k_c} \dots \dots (3-8)$$

$$\left(\frac{T_c}{T_a}\right) = \left(\frac{P_c}{P_a}\right)^{\frac{k_c-1}{k_c}} \quad \Longrightarrow \quad T_c = T_a \cdot \epsilon^{(k_c-1)/k_c} \dots \dots (3-9)$$

Soit : $k_c = 1,35$

$$P_c = 44,87 \text{ daN/cm}^2 ; T_c = 899,17\text{K}.$$

3.2.3: Combustion :

La combustion est une conséquence directe du phénomène d'auto-inflammation du combustible injecté sous forme d'un brouillard dans la masse d'air portée à une température élevée par compression. [1]

Hypothèse :

La combustion a lieu instantanément au point c, ensuite il y a uniquement un échange de chaleur.

Ce phénomène se passe comme suit :

• c-Y : apport de chaleur à grande vitesse (à volume constant).

• Y-t : apport de chaleur à pression constante.

• z-t : transformation à température constante (par expérience).

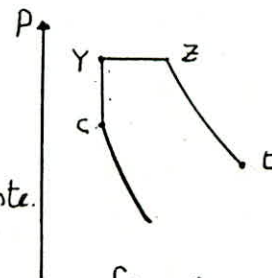


fig. 4

3.2.3.1: Consommation d'air :

En définissant, le coefficient d'excès d'air, comme le rapport entre la quantité réelle d'air utilisée à la quantité stoechiométrique nécessaire pour la combustion.

$$\lambda = \frac{L_{\text{réel}}}{L_{\text{min}}}$$

Généralement λ prend ses valeurs entre 1,15 et 1,70.

soit : $\lambda = 1,3$.

L_{min} est donnée par l'expression suivante :

$$L_{\text{min}} = \frac{2,67C + 8H - O}{0,23} \quad \text{--- (3.10)}$$

où : C, H, O sont les pourcentages des différents composants de

gaz-oil :

C = 0,86 .	: Carbone .
H = 0,12 .	: Hydrogène .
O = 0,01 .	: Oxygène .
S = 0,01 .	: Soufre .

donc :

$$L_{\text{min}} \approx 14,114 \text{ [Kg air / Kg gaz-oil]} \approx 0,4966 \text{ [K mole / Kg gaz-oil]}$$

$$L_{\text{réel}} \approx 0,6456 \text{ [K mole / Kg gaz-oil]}.$$

Soit n_{cf} : Le nombre de mole de charge admis dans le cylindre à la fermeture de la soupape d'admission ;

$$n_{cf} = L_{\text{réel}} + \frac{1}{M_c} \quad \text{avec } M_c = 112 : \text{masse molaire de gaz-oil .}$$

$$n_{cf} = 0,6545 \text{ [K mole / Kg gaz-oil]} .$$

• Fractions molaires des composants du mélange air - gaz-oil :

Air : $f_a = \lambda L_{\text{min}} / [n_{cf}(1+\tau)] \quad \text{--- } f_a = 0,9479$

Gaz-oil : $f_{g_o} = (1/M_c) / [n_{cf}(1+\tau)] \quad \text{--- } f_{g_o} = 0,0132$

Gaz-résiduels : $f_{g_r} = \tau / (1+\tau) \quad \text{--- } f_{g_r} = 0,02997$

Avec : $\tau = (1/K_p) - 1 = 0,0309$.

3.2.3.2: Produits de fumée :

Puisque L'excès d'air (λ) est supérieur à l'unité, la combustion est complète, la fumée se compose donc de : CO_2 , H_2O ; N_2 ; O_2 .

Soit :

$$n_f = \frac{c}{12} + \frac{h}{2} + 0,209 L_{\min} (\lambda - 1) + 0,791 \lambda L_{\min}$$

où :

n_f : nombre de mole de produits de fumée.

c : masse de carbone dans 1kg de gaz-oil. $c = 0,85$.

h : masse d'hydrogène dans 1kg de gaz-oil. $h = 0,133$.

$$n_f = 0,679 \text{ [kmole / Kg.gaz-oil]}$$

. Fractions molaires des composants des produits de fumée :

- Gaz de carbone : $f_{\text{CO}_2} = (c/12) / n_f$ $f_{\text{CO}_2} = 0,104$.

- Eau : $f_{\text{H}_2\text{O}} = (h/2) / n_f$ $f_{\text{H}_2\text{O}} = 0,0979$.

- Oxygène : $f_{\text{O}_2} = [0,209 \cdot L_{\min} (\lambda - 1) / n_f]$ $f_{\text{O}_2} = 0,0458$.

- Azote : $f_{\text{N}_2} = [0,791 \cdot L_{\min} \cdot \lambda / n_f]$ $f_{\text{N}_2} = 0,7521$.

3.2.3.3: Bilan énergétique de la combustion :

Nous adoptons une température de référence T_R conventionnelle égale à 500°K . Suite à la variation de la chaleur spécifique,

Le bilan énergétique sera donc :

$$(U_c - U_R) + P_c^i = (U_2 - U_R) + \sum X_{Y2} + Q_p \dots (3-11)$$

où :

U_c : Energie interne de la charge fraîche à T_c .

U_R : Energie interne de la charge fraîche à T_R .

U_z : Energie interne des gaz de combustion à T_z .

W_{Yz} : Travail mécanique, dû au déplacement du piston pendant la combustion.

Q_p : Perte de chaleur par refroidissement de l'enceinte de combustion.

P_c^i : Pouvoir calorifique inférieur de combustion

L'expression finale du bilan énergétique sera :

$$\frac{\gamma_1 P_c^i (1 - \gamma_2)}{n_{cf} (1 + \tau)} + (U_c - U_R) = M_t (U_z - U_R) + 1,987 (M_t \cdot T_z - \Omega T_c) \dots (3-12)$$

où : γ_1 : Coefficient d'utilisation P_c^i .

γ_2 : Coefficient de Perte de chaleur par refroidissement de l'enceinte de combustion.

$\Omega = \frac{P_y}{P_c}$: Rapport d'augmentation de pression entre Y et c.

$M_t = \frac{\mu + \tau}{1 + \tau}$: Coefficient total de variation molaire.

avec : $\mu = \frac{n_f}{n_{cf}}$: Rapport des nombres de moles de charge fraîche et de produits de fumée.

Généralement :

$$\gamma_1 = (0,8 \div 0,96) \dots \dots \dots \text{Soit : } \gamma_1 = 0,9$$

$$\gamma_2 = (0,1 \div 0,45) \dots \dots \dots \gamma_2 = 0,3$$

$$\Omega = (1,4 \div 2) \dots \dots \dots \Omega = 1,7$$

$$\mu = (0,679 / 0,6545) \dots \dots \dots \mu = 1,037$$

$$M_t = (1,037 + 0,0165) / (1 + 0,0165) \dots \dots \dots M_t = 1,036$$

La variation de l'énergie interne ($U_c - U_R$) est donnée par :

$$U_c - U_R = A_{mc}(T_c - T_R) + \frac{B_{mc}}{2}(T_c^2 - T_R^2) + \frac{C_{mc}}{3}(T_c^3 - T_R^3) + \frac{D_{mc}}{4}(T_c^4 - T_R^4) + \frac{E_{mc}}{5}(T_c^5 - T_R^5) \dots (3-13)$$

où :

$$A_{mc} = a_{air} \cdot f_{air} + a_{gaz-oil} \cdot f_{gaz-oil} .$$

$$B_{mc} = b_{air} f_{air} + b_{gaz-oil} \cdot f_{gaz-oil} .$$

$$C_{mc} = c_{air} f_{air} + c_{gaz-oil} \cdot f_{gaz-oil} .$$

$$D_{mc} = d_{air} f_{air} + d_{gaz-oil} \cdot f_{gaz-oil}$$

$$E_{mc} = 0 .$$

Tableau n° 1

Substance:	a.	b. 10^3	c. 10^6	d 10^9	e 10^{12}
Air :	4,915	-0,373	2,272	0,912	0
Gaz-oil :	17,07	273,6	-95,7	0	0

Nous trouvons: $A_{mc} = 4,884$ $C_{mc} = 0,89 \cdot 10^{-6}$

$B_{mc} = 3,26 \cdot 10^{-3}$ $D_{mc} = 0,864 \cdot 10^{-9}$

$E_{mc} = 0$.

En les remplaçant dans l'expression (3-13), nous aurons :

$$U_C - U_R = 2961,705 \text{ [Kcal / kmole]} .$$

La variation de l'énergie interne ($U_2 - U_R$) :

$$U_2 - U_R = A_{gc}(T_2 - T_R) + \frac{B_{gc}}{2}(T_2^2 - T_R^2) + \frac{C_{gc}}{3}(T_2^3 - T_R^3) + \frac{D_{gc}}{4}(T_2^4 - T_R^4) + \frac{E_{gc}}{5}(T_2^5 - T_R^5) . \quad (3-14)$$

où :

$$A_{gc} = a_{CO_2} \cdot f_{CO_2} + a_{H_2O} \cdot f_{H_2O} + a_{O_2} \cdot f_{O_2} + a_{N_2} \cdot f_{N_2} .$$

$$B_{gc} = b_{CO_2} \cdot f_{CO_2} + b_{H_2O} \cdot f_{H_2O} + b_{O_2} \cdot f_{O_2} + b_{N_2} \cdot f_{N_2} .$$

$$C_{gc} = c_{CO_2} \cdot f_{CO_2} + c_{H_2O} \cdot f_{H_2O} + c_{O_2} \cdot f_{O_2} + c_{N_2} \cdot f_{N_2} .$$

$$D_{gc} = d_{CO_2} \cdot f_{CO_2} + d_{H_2O} \cdot f_{H_2O} + d_{O_2} \cdot f_{O_2} + d_{N_2} \cdot f_{N_2} .$$

$$E_{gc} = e_{CO_2} \cdot f_{CO_2} + e_{H_2O} \cdot f_{H_2O} + e_{O_2} \cdot f_{O_2} + e_{N_2} \cdot f_{N_2} .$$

les coefficients sont donnés dans le tableau suivant :

Tableau.2

Substance	a	b. 10^3	c. 10^6	d. 10^9	e. 10^{12}
CO ₂	3,114	15,02	-9,848	-2,952	0,3244
H ₂ O	5,8092	-0,218	+4,385	-3,495	2,077
O ₂	4,181	3,358	-1,45	0,242	0
N ₂	3,7905	3,249	-1,204	0,162	0

Nous trouvons : $A_{gc} = 3,935$ $D_{gc} = 0,0978 \cdot 10^9$
 $B_{gc} = 4,138 \cdot 10^3$ $E_{gc} = 0,237 \cdot 10^{12}$
 $C_{gc} = -1,566 \cdot 10^6$

Donc :

$$U_2 - U_R = 3,935(T_2 - 500) + \frac{4,138 \cdot 10^3}{2}(T_2^2 - 500^2) + \frac{-1,566 \cdot 10^6}{3}(T_2^3 - 500^3) + \frac{0,0978 \cdot 10^9}{4}(T_2^4 - 500^4) + \frac{0,237 \cdot 10^{12}}{5}(T_2^5 - 500^5) \dots (3-15)$$

De (3-12), nous obtenons une équation de 5^{ème} degré en température T_2 :

$$9923,1 + 2961,705 = 1,036(U_2 - U_R) + 2,058T_2 - 3029,81. \quad (3-16)$$

En remplaçant (3-15) dans (3-16) :

$$0,4915 \cdot 10^{13} T_2 + 0,253 \cdot 10^{10} T_2^4 - 0,541 \cdot 10^6 T_2^3 + 2,145 \cdot 10^3 T_2^2 + 6,135 T_2 = 18426,755 \dots (3-17)$$

Par itérations successives, nous trouvons :

$$T_2 \approx 1994,35 \text{ K.}$$

- La transformation c-Y :

$$P_Y = \Omega \cdot P_c$$

$$P_Y = 76,279 \text{ daN/cm}^2.$$

$$T_Y = \frac{\Omega}{M_t} \cdot T_c$$

$$T_Y = 1471,83 \text{ K}.$$

- La transformation Y-Z :

$$P_Z = P_Y = 76,279 \text{ daN/cm}^2.$$

$$T_Z = 1994,35 \text{ K}.$$

- La transformation Z-t :

$$T_t = T_Z = 1994,35 \text{ K}.$$

$$P_t = (P_Z / \delta_t)$$

$$\text{Avec : } \delta_t = \exp\left(\frac{\gamma_1 \cdot \gamma_2 \cdot P_c^i}{1987 \cdot \eta_{gc} \cdot T_z}\right)$$

$$\eta_{gc} = (\mu + \tau) \cdot \eta_f : \text{nombre de mole de gaz de combustion.}$$

d'où :

$$\delta_t = 2,686.$$

$$P_t = 28,397 \text{ daN/cm}^2.$$

3.2.4 : Processus de détente :

La transformation (t-d) est une détente polytropique d'exposant K_d qui varie de 1,2 à 1,3.

$$\text{Soient : } \delta_p = \frac{V_t}{V_c} = \frac{T_t}{T_Y} = 1,355 \quad ; \quad K_d = 1,25.$$

$$P_d = P_t \cdot \left(\frac{\delta_t \cdot \delta_p}{\varepsilon}\right)^{K_d} \quad \dots \quad P_d = 2,228 \text{ [daN/cm}^2\text{]}$$

$$T_d = T_t \cdot \left(\frac{V_t}{V_d}\right)^{K_d-1} = T_t \cdot \left(\frac{\delta_p \cdot \delta_t}{\varepsilon}\right)^{K_d-1} \quad \dots \quad T_d = 1198,78 \text{ K}.$$

3.2.5: Processus d'échappement :

L'échappement est une transformation isobare.

En générale : $P_{gr} \in [1,05 \div 1,15]$ (daN/cm²)

$T_{gr} \in [600 \div 900]$ (K).

Soient :

$P_{gr} = 1,15$ daN/cm² et $T_{gr} = 800$ K.

3.2.6: Calcul des volumes :

- $V_c = V_R / (\epsilon - 1)$ $V_c = 49,09$ cm³ .

- $V_a = \epsilon V_c$ $V_a = 859,09$ cm³ .

- $V_z = \delta_p V_c$ $V_z = 66,51$ cm³ .

- $V_t = \delta_p \delta_t V_c$ $V_t = 112,15$ cm³ .

3.2.7: Tableau récapitulatif :

Tableau. 3

points paramé- tres	a	c	Y	Z	t	d	g
P (daN/cm ²)	0,94	44,87	76,279	76,279	28,397	2,228	1,15
T (K)	329,47	896,95	1471,83	1994,35	1994,35	1198,78	800
V (cm ³)	859,09	49,09	49,09	66,51	112,15	859,09	49,09

3.3: Diagrammes P = f(V) :

3.3.1: Cycle quasi-réel :

Éracé des phases du cycle :

g-a : Aspiration à pression constante $P = P_a$ et V varie de 49,09 à 859,09.

a-c : Compression polytropicque d'exposant k_c .

$$P V^{k_c} = P_a V_a^{k_c} \Rightarrow P = (P_a \cdot V_a^{k_c}) / V^{k_c}$$

$$P = \frac{8591,72}{V^{1,35}} \left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right] \text{ avec : } V \text{ varie de } 49,09 \text{ à } 859,09 \text{ cm}^3.$$

c-y: apport de chaleur à volume constant. $V = V_c$.

$$V = V_c = 49,09 \text{ cm}^3 \text{ et } P \text{ : varie de } 44,97 \text{ à } 76,279 \text{ [daN/cm}^2\text{]}.$$

y-z: Perte de chaleur à pression constante.

$$P = 76,279 \text{ daN/cm}^2 \text{ et } V \text{ : varie de } 49,09 \text{ à } 66,51 \text{ [cm}^3\text{]}$$

z-t: Transformation isotherme :

$$P = \frac{P_z \cdot V_z}{V} = \frac{507,32}{V} \text{ [daN/cm}^2\text{]} \text{ avec : } 66,51 \ll V \ll 112,15 \text{ [cm}^3\text{]}$$

t-d: Cette transformation est une transformation polytropique.

$$P = \frac{P_t \cdot V_t^{k_d}}{V^{k_d}} \Rightarrow P = \frac{10363,86}{V^{1,25}} \text{ (daN/cm}^2\text{)}$$

$$\text{avec : } 112,85 \ll V \ll 859,09 \text{ [cm}^3\text{]}.$$

d-d': détente à volume constant : $V = V_a = 859,09 \text{ cm}^3$.

$$\text{et } P \text{ : varie de } 2,28 \text{ à } 1,15 \text{ daN/cm}^2.$$

d'-g: L'échappement, transformation isobare $P = P_{g_v}$

$$\text{et } V \text{ : varie de } 859,09 \text{ à } 49,09 \text{ cm}^3.$$

Ainsi, nous obtenons le diagramme $P=f(V)$.

3.3.2: Cycle réel:

Le cycle réel est tracé à partir du cycle quasi-réel, en arrondissant ce dernier puisque à l'échelle microscopique tous les phénomènes de la nature sont continus, sauf les niveaux énergétiques des atomes.

Nous introduisons le coefficient de réduction (ou arrondissement)
de cycle quasi-réel :

$$\eta_{\text{arr}} = \frac{\text{Cycle réel}}{\text{Cycle quasi-réel}} = \frac{W'_i}{W_i} = \frac{P'_i}{P_i}$$

En générale : $\eta_{\text{arr}} \in [0,92 \div 0,96]$.

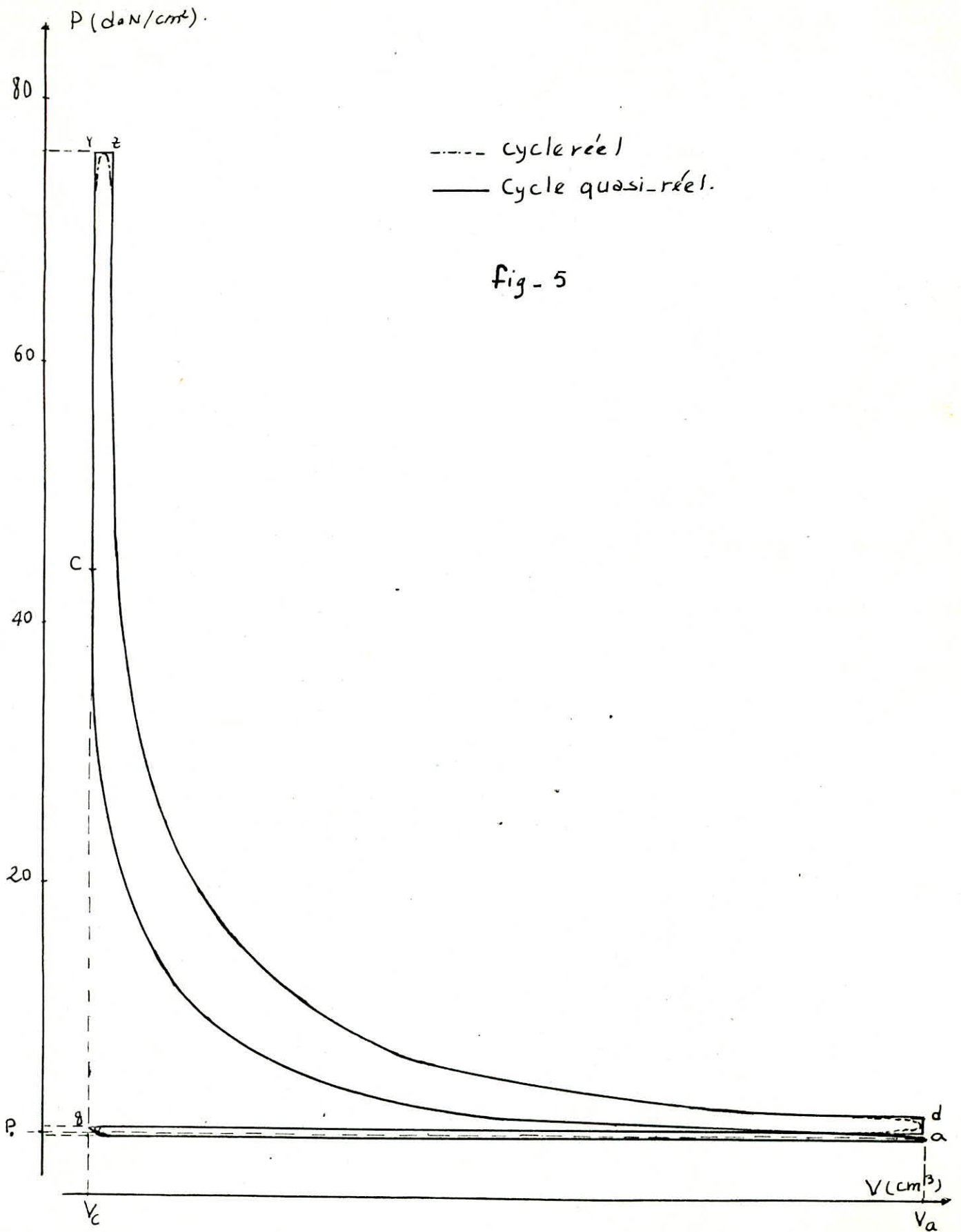
où :

W'_i : Le travail indiqué du cycle réel :

P'_i : la puissance indiquée du cycle réel :

P_i : La puissance indiquée du cycle quasi-réel.

W_i : Le Travail indiqué du cycle quasi-réel.



3.4: Calcul des performances du moteur :

- Pression moyenne indiquée (P.m.i.):

Elle est donnée par l'expression suivante :

$$P_{m.i} = \frac{P_0 \cdot \epsilon^{k_c}}{\epsilon - 1} \left[\Omega \cdot (\delta_p - 1) + \Omega \cdot \delta_p \cdot \log \delta_t + \frac{\Omega \cdot \delta_p}{k_c - 1} \left(1 - \left(\frac{\delta_p \delta_t}{\epsilon} \right)^{k_c - 1} \right) - \frac{1}{k_c - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{k_c - 1}} \right) \right]$$

$$P_{m.i} = 9,975 \text{ (daN/cm}^2\text{)} \quad \dots \dots \dots \quad P_{m.i} = 9,975 \text{ (daN/cm}^2\text{)}$$

- Puissance indiquée :

La puissance indiquée s'exprime par :

$$P_i = \frac{P_{m.i} \cdot V_B \cdot i \cdot N}{60 \cdot \Gamma} \quad \dots \dots \dots \quad P_i = 26,93 \text{ (Kw)}$$

$\Gamma = 2$: pour un moteur à 4 temps.

$$P_i = 26,93 \text{ Kw.}$$

- Consommation du combustible :

$$\dot{m}_c = 30 \cdot \frac{i \cdot V_B \cdot N \cdot P_0 \cdot \eta_v}{n_{ct} \cdot R \cdot T_0} \quad \dots \dots \dots \quad \dot{m}_c = 5,82 \text{ (Kg/h)}$$

$$\dot{m}_c = 5,82 \text{ Kg/h.}$$

- Rendement thermique :

$$\eta_{th} = 1,987 \frac{P_{m.i} \cdot \eta_{ct} \cdot T_0}{P_0 \cdot \eta_v \cdot P_c^i} \quad \dots \dots \dots \quad \eta_{th} = 0,402$$

Vérification : $\eta_{th} \in [0,25; 0,5]$.

- Consommation spécifique indiquée :

$$C.S.I = \frac{\dot{m}_c}{P_i} = \frac{63 \epsilon}{\eta_{th} \cdot P_c^i} \quad \dots \dots \dots \quad C.S.I = 0,157 \text{ (Kg/ch. h)}$$

- Rendement mécanique η_m :

Généralement pour les moteur diesel, $\eta_m \in (0,7 \div 0,85)$.

Soit : $\eta_m = 0,7$

- Rendement effectif η_e :

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_{th} \quad \dots \quad \eta_e = 0,2314.$$

- Pression moyenne effective :

$$P.m.e = \eta_m \cdot P.m.i \quad \dots \quad P.m.e = 6,9825 \text{ (daN/cm}^2\text{)}.$$

- Puissance effective :

$$P_e = \eta_m \cdot P_i \quad \dots \quad P_e = 18,85 \text{ (Kw.)}$$

- Couple indiqué :

$$C_i = \frac{P_i \text{ [ch]} \cdot 376}{N} \quad \dots \quad C_i = 13,465 \text{ (daNm)}.$$

- Couple effectif

$$C_e = \eta_m \cdot C_i \quad \dots \quad C_e = 09,43 \text{ (daN.m)}$$

- Consommation spécifique effective :

$$C.S.e = \frac{632}{\eta_e \cdot P_i} = \frac{C.S.I}{\eta_m} \quad \dots \quad C.S.e = 0,224 \text{ (kg/ch.h)}$$

Pour un cycle réel soit : $\eta_{ar} = 0,94$

$$P'_e = \eta_{ar} \cdot P_e \quad \dots \quad P'_e = 17,72 \text{ (Kw)}$$

Cette valeur est proche de la valeur donnée par le constructeur qui est 16,8 (Kw) à 2000 (tr/mn) ; donc cette méthode donne une très bonne approximation des paramètres réels de moteur.

CHAPITRE 4 :

Méthode de mesure des paramètres.

4-1 : Mesure de la puissance effective :

La puissance effective est la puissance disponible au vilebrequin. Cette puissance s'obtient en mesurant le couple et la vitesse de rotation du moteur qui travaille contre l'action du frein du dynamomètre, donnée par la relation suivante :

$$P_e = C \cdot \omega / 1000 \text{ [kw]} \quad \text{avec } \omega = 2\pi N / 60. \quad (4-1)$$

où : C : Le couple lu sur l'écran à affichage digital en [N.m].

N : La vitesse de rotation. Il est préférable d'utiliser les deux compteurs, avec $N = \frac{60 \cdot n}{t}$

n : nombre de rotation total donné par le compteur en tours.

t : la durée correspondant à n en seconde donnée par le chronomètre.

L'équation (4-1) s'écrit donc :

$$P_e = \frac{2\pi}{6 \cdot 10^3} \cdot C \cdot N$$

$$P_e = \frac{C \cdot N}{K_1} \quad (4-2) \quad \text{avec } K_1 = \frac{6 \cdot 10^3}{2\pi} = 9545,296.$$

4-2 : Mesure de la pression moyenne effective :

La pression moyenne effective est donnée par l'expression

suivante :

$$P_{m.e} = \frac{P_e \cdot 6 \cdot 10^3 \cdot K_z}{N \cdot V_s} \dots \dots \dots (4-3)$$

En remplaçant (4-2) dans (4-3), nous aurons :

$$P_{m.e} = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot K_z \cdot C}{K \cdot V_s}$$

où : $P_{m.e}$: La pression moyenne effective en $[KN/m^2]$.

V_s : La cylindrée de moteur en $[l^3]$.

$K_z = 2$: pour un moteur à quatre temps.

$K_z = 1$: pour un moteur à deux temps.

$$P_{m.e} = 7,76 \cdot C \text{ (KN/m}^2\text{)} \dots \dots \dots (4-4)$$

4.3: Consommation spécifique effective :

La Consommation spécifique de carburant constitue un critère utile pour l'appréciation du caractère économique de l'énergie délivrée.

Elle est définie comme suit :

$$C.S.f = \frac{Q_f}{P_e} \dots \dots \dots (4-5)$$

où : Q_f : débit volumétrique de combustible en (l/h)

P_e : puissance effective en (Kw)

$$\text{Avec } Q_f = \frac{3600 \cdot v}{t} \dots \dots \dots (4-6)$$

où : v : Le volume de combustible consommé $v = 50 \text{ cm}^3$.

t : Le temps de consommation du volume v . en (s) .

$$Q_f = \frac{180}{t} \dots \dots \dots (4-7)$$

$$\text{Donc : } \text{C.S.f} = \frac{180}{t \cdot P_e} \quad [\text{l/kwh}] \quad \dots \quad (4-8)$$

4-4 : Rendement thermique global :

Le rendement thermique est défini par :

$$\eta_{th} = \frac{P_e \cdot 10^3}{\dot{m}_f P_c^i} \quad \dots \quad (4-9)$$

où : P_e : puissance effective en (Kw.) .

\dot{m}_f : débit massique de combustible en (Kg/s) .

P_c^i : Pouvoir calorifique inférieur . en (KJ/Kg-gaz-oil)

$$\text{Avec : } \dot{m}_f = \rho_f \cdot (Q_v / 3600) \quad \dots \quad (4-10)$$

$$\rho_f = 0,85 \text{ (Kg/l)} \quad ; \quad P_c^i = 4,187 \cdot 10000 \text{ (KJ/Kg-gaz-oil)} .$$

Le rendement thermique devient :

$$\eta_{th} = \frac{0,1011}{\text{C.S.f}} \quad \dots \quad (4-11)$$

4-5 : Mesure de l'air consommé :

La différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur du réservoir d'air est donnée par la relation suivante :

$$\Delta P = \rho_a \frac{U^2}{2} \quad (4-12)$$

où

ρ_a : densité de l'air en (Kg/m³)

U : vitesse de l'air en (m/s) .

$\Delta P = 9,81 h_0$: Chute de pression entre l'intérieur et l'extérieur du réservoir .

h_0 : hauteur de dénivellation en cm H_2O lue sur le débit-
mètre d'air.

L'air est considéré comme gaz parfait: $\rho_a = \frac{10^3 \cdot P_a}{R T_a}$ - - (4-13).

De (4-12) et (4-13), on obtient:

$$U = 237,3 \sqrt{\frac{R_a \cdot T_a}{10^3 P_a}} \quad \text{--- (4-14)}$$

Le débit volumique admis dans les cylindres:

$$Q_v = k_3 \cdot S \cdot U \quad \text{--- (4-15)}$$

où: $k_3 = 0,6$: Coefficient perte de charge.

$$S = \frac{\pi D^2}{4}: \text{section de passage de l'air en mm}^2 \quad (D = 43,85 \text{ mm}).$$

La relation (4-15) devient donc:

$$Q_v = 3,536 \cdot 10^{-3} D^2 \sqrt{\frac{R_a \cdot T_a}{P_a}} \quad (\text{l/s}) \quad \text{--- (4-16)}$$

Le débit massique d'air est:

$$m_a = 1,232 \cdot 10^{-5} \sqrt{\frac{R_a \cdot P_a}{T_a}} \quad (\text{kg/s}) \quad \text{--- (4-17)}$$

4.6: Rendement volumétrique:

Le Rendement volumétrique est défini par:

$$\eta_v = \frac{Q_v}{Q_H} = \frac{Q_v}{\frac{V_s \cdot N}{120}} \quad \text{--- (4-18)}$$

$$\eta_v = \frac{120 \cdot Q_v}{V_s \cdot N} \quad (4-19)$$

En remplaçant (4-16) dans (4-19), on obtient :

$$\eta_v = 0,2619 \cdot \frac{D^2}{N} \cdot \sqrt{\frac{h_s \cdot T_a}{P_a}} \quad (4-20)$$

4.7 : Mesure de la chaleur perdue :

En appliquant le premier principe de la thermodynamique à l'enceinte du combustion, l'équation d'énergie donne :

$$P_e = H_1 - (H_2 - H_3) - Q_1 - Q_2 \quad (4-21)$$

P_e : puissance effective .

H_1 : Chaleur de combustion du carburant .

H_2 : Enthalpie des gaz d'échappement .

H_3 : Enthalpie d'air .

Q_1 : Chaleur de l'eau de refroidissement .

Q_2 : Autre pertes de chaleur .

Avec : $H_1 = \frac{\rho_f \cdot Q_f \cdot P_c^i}{3600}$

$H_3 = \dot{m}_a \cdot c_{p_a} \cdot T_a$ où : \dot{m}_a : débit massique d'air en (kg/s) .
 c_{p_a} : Chaleur spécifique de l'air en (J/kg.°C) .
 T_a : Température atmosphérique en °C .

$H_2 = (\dot{m}_a + \rho_f \cdot \frac{Q_f}{3600}) \cdot c_{p_g} \cdot T_e$ où : c_{p_g} : Chaleur spécifique des gaz d'échappement .
 T_e : la température des gaz d'échappement à la sortie du moteur .

c_{p_g} des gaz est obtenue à partir de calorimètre par la relation

Suivante : $c_{p_g} = \frac{\dot{m}_{eau} (T_{se} - T_{ee}) c_{p_{eau}}}{(\dot{m}_a + \frac{\rho_f Q_f}{3600}) \cdot (T_{eg} - T_{sg})}$

où : \dot{m}_{eau} : débit d'eau en kg/s .

T_{se} et T_{ee} : sont respectivement les températures de l'eau à la sortie et l'entrée de calorimètre .

$c_{p_{eau}}$: chaleur spécifique de l'eau .

T_{eg} et T_{sg} : sont respectivement les températures des gaz d'échappement à l'entrée et sortie de calorimètre .

$$- Q_1 = 4187 Q_{\text{eau}} \cdot (T_2 - T_1) \quad [\text{W}] .$$

où : Q_{eau} : débit volumétrique d'eau qui entre dans le moteur en (l/s).

T_2 et T_1 : sont respectivement température de sortie et entrée de l'eau de refroidissement du moteur.

De (4. e1) La chaleur perdue est :

$$Q_2 = (H_1 + H_3) - P_2 - H_2 - Q_1 .$$

CHAPITRE V :

Expériences et résultats .

Dans ce chapitre, nous déterminerons expérimentalement les différents paramètres caractéristiques du moteur en fonction de la vitesse de rotation en deux régimes de fonctionnement :

- à charge constante .
- à vitesse constante .

Les méthodes de calcul ont été établies dans le chapitre ~~IV~~.

5.1.1: Fonctionnement en régime à charge constante :

L'installation n'est pas équipée de l'option régulateur de couple en boucle fermée, ce mode doit être utilisé avec prudence pour pallier les risques de survitesse accidentelle .

5.1.2: Principe de la manipulation :

On règle le système de manière à avoir une vitesse moteur moyenne sous une charge légère .

On réduit très lentement la consigne de charge jusqu'à ce que la vitesse commence juste à croître .

On ramène la régulation de la vitesse à la consigne de vitesse moteur minimale désirée (soit 1000 tr/mn pour éviter la vitesse critique du moteur qui est comprise entre 600 et 800 tr/mn.) .

La régulation de charge peut être alors utilisée pour régler le couple appliqué par rapport à l'affichage numérique du couple sur

le panneau de la console et la vitesse du moteur pourra librement évoluer en réponse à ce couple appliqué.

Pour une position donnée, on fait varier la charge (couple appliqué) de 10 à 60 Ampères et on prend toutes les mesures.

On refait le travail pour toutes les positions de l'accélérateur, qui sont repérés par des valeurs ^{de vitesse} comme le montre la figure-2

5.1.3: Tableaux récapitulatifs des mesures:

Il est essentiel de présenter les résultats des essais de manière claire et cohérente sous forme de tableaux qui nous permettront le tracé des courbes d'évolution des performances du moteur.

DATE: 21.02.53 Barometre: 752 mm HG Temp. Air: 24 C Volts: 380/3/50 hz S274
 Moteur: PETER PIRN Ales. 41,3 mm Course: 110 mm Cylin. 1020cc Nbre. Cylin. 6 Carbu. Diesel Huile S
 Puissa. kW = $\frac{Nm \cdot Tr/min}{9549,29}$ p.m.e = 7,76 x Nm $\frac{1}{mm}$ Carb: Litre/hr = 180/t Diam. Orif 43,85 Reser. d'air 69/170 m

tachy tr/ min	COMPTEUR			Couple Nm	Puissa. kW	PME kN/m	v moy 50cc sec	Carburant		Rendements		AIR		Charge Amps	HUILE	
	Tours	Temps	tr/min					lit/hr	CFS 1/2hr	Volun.	Therm.	mm H ₂ O	L/s		C	Bar
1525	0836	32,3	1522,5	11,1	5,10	102,0	101,4	1,78	0,612	0,933	0,104	23	19,35	10	40	4,20
1524	1773	176,8	1502,5	32,5	5,11	252,0	84,10	2,10	0,410	0,930	0,201	26,5	18,81	20	47	4,00
1490	3171	127,6	1499,7	47,1	7,38	305,5	70,6	2,55	0,315	0,916	0,295	29,5	18,50	30	50	3,80
1464	4167	47,3	1414,8	60,0	9,20	352,0	60,7	2,91	0,322	0,917	0,370	26,5	18,13	40	61	3,85
1427	743	31,4	1403,3	76,9	11,0	527,7	51,7	3,43	0,391	0,901	0,388	28,5	17,38	50	65	3,80
1410	9014	54,3	1403,3	86,1	11,0	603,6	44,6	3,86	0,326	0,907	0,312	29,5	16,93	55	67	3,80
1400	1707	32,33	1402	81,7	10,01	634,0	40,0	3,90	0,324	0,875	0,318	26,5	16,59	50	67	3,80
1380	1763	174,1	1333,3	83,1	12,04	644,3	45,0	3,90	0,321	0,877	0,310	26,0	16,39	57	97	3,70
1050	035	36,1	1053,0	88,7	8,0	626,8	57,8	3,11	0,349	0,928	0,290	13,0	13,21	55	71	3,80

Charge constante

Tableau 6

position de l'accélérateur N = 1200 tr/min.

DATE: 21.04 - 1988 Barometre: 759,6 mmHG Temp.Air: 21° C Volts. 380/3/50 Hz S272
 Moteur: PETER. PJRW Ales. 96,8 mm Course: 110 mm Cylin. 1620 Nbre.Cylin 2 Carbu. Diesel Huile S
 Puissa. kW = $\frac{Pm \cdot T_{\text{min}}}{9549,29}$ Pme = 7,76 x Nm $\frac{1}{\text{mm}}$ Carb: Litre/hr = 180/t Diam.Orif 43,85 Reser. d'air 69/170 r

tachy tr/min	COMPTEUR			Couple Nm	Puissa. kW	PME kN/m	tr/moy 50cc sec	Carburant		Renlements		AIR		Charge Amps	HUILE	
	Tours	Temps	tr/min					lit/hr	CFS $\frac{1}{\text{hr}}$	Voluim	Therm	mmHO	L/s		°C	Bar
1725	1036	36,0	1726,7	17,1	3,09	132,69	111,78	1,61	0,521	0,920	0,194	34,25	21,44	10	85	3,7
1690	1059	37,6	1609,9	31,1	5,50	241,34	86,66	2,08	0,377	0,922	0,268	33,00	21,04	20	85	3,7
1652	928	38,5	1631,9	45,9	7,94	356,18	70,20	2,56	0,323	0,915	0,313	31,00	19,92	30	87	3,7
1623	840	39,5	1651,1	60,4	10,32	468,70	57,83	3,11	0,301	0,896	0,338	29,00	19,73	40	87	3,7
1610	822	30,5	1677,0	73,5	12,45	570,36	48,96	3,67	0,295	0,872	0,343	26,5	19,04	50	87	3,6
1599	1373	51,5	1599,6	79,5	13,25	613,81	45,74	3,93	0,247	0,873	0,310	26,0	18,86	55	88	3,6
1029	504	29,3	1033,1	81,7	8,84	634,77	59,45	3,02	0,342	0,930	0,295	12,5	12,95	57	79	3,3

Tableau: 7

à charge constante

37

position de l'accélérateur N = 1500 $\frac{\text{tr}}{\text{min}}$

DATE: 23-04-1988 Barometre: 759,8 mmHG Temp.Air: 20 C Volts. 380/3/50 hz S274
Moteur: PETTER PJ2W Ales. 96,8 mm Course: 110 mm Cylin. 1620cc Nbre.Cylin 2 Carbu. Diesel Huile S
Puissa. kW = $\frac{Nm \cdot Tr/min}{9549,29}$ p.me = 7.76 x Nm kN/m Carb: Litre/hr = 180/t Diam.Orif 43,85 Reser. d'air 69/170 m

tachy tr/min	COMPTEUR			Couple Nm	Puissa. kW	PME kN/m	v.moy 50cc sec	Carburant		Rendements		AIR		Charge Amps	HUILE	
	Tours	Temps	tr/min					lit/hr	CFS l/hr	Voluin	Therm	mmHG	L/s		C	Bar
1866	1735	55,7	1868,9	16,7	3,27	129,56	99,8	1,80	0,551	0,935	0,183	41,5	23,56	10	80	3,80
1843	1777	44,8	1844,1	37,5	6,03	244,44	76,8	2,34	0,385	0,925	0,226	39,5	22,99	20	81	3,80
1816	2163	71,4	1817,6	46,5	8,85	360,84	62,5	2,88	0,325	0,920	0,311	38	22,35	50	84	3,75
1800	1700	56,6	1802,0	60,0	11,32	465,60	52,5	3,43	0,303	0,910	0,333	36,5	22,10	40	85	3,70
1776	1604	54	1782,2	74,0	13,81	574,24	43,7	4,11	0,298	0,90	0,339	35	21,64	50	87	3,70
1760	1539	52,5	1757,2	80,3	14,78	623,13	40,7	4,42	0,299	0,894	0,338	33,5	21,17	55	89	3,70
1038	1160	66,9	1049,4	86,4	9,47	670,46	59,3	3,05	0,322	0,922	0,314	42,5	12,93	5,6	91	3,3

Tableau . 8

Charge constante.

position de l'accelerateur : N = 1650 tr/min.

DATE: 23-04-1988	Barometre: 759,8 mmHG	Temp.Air: 20° C	Volts. 380/3/50 hz	S274
Moteur: PETTER. PJ21X	Ales. 96,8 mm	Course: 110 mm	Cylin. 1620 cc	Nbre.Cylin 2
			Carbu. Diesel	Huile S/
Puissa. kW = $\frac{Nm \cdot Tr/min}{9549,29}$	p.m.e = 7.76 x Nm	kN/m ²	Carb: Litre/hr = 180/t	Diam.Orif 43,85
				Reser. d'air 69/170 n

tachy tr/min	COMPTEUR			Couple Nm	Puissa kW	P.M.E kN/m	tr/moy 50cc sec	Carburant		Rendements		AIR		Charge Amps	HUILE	
	Tours	Temps	tr/min					lit/hr	C.F.S 1/2hr	Voluim	Therm	mmHG	L/s		°C	Bar
2056	1814	53,0	2053,50	17,9	3,85	138,90	90,78	4,98	0,515	0,891	0,196	45,5	24,67	10	92	3,2
2018	1661	49,3	2021,5	31,7	6,71	246,00	70,01	2,57	0,383	0,896	0,264	44,5	24,40	20	93	3,7
2001	1397	41,8	2002,87	46,8	9,81	363,17	56,26	3,20	0,326	0,881	0,310	43,0	23,98	30	94	3,7
1975	1698	51,4	1980,76	61,3	12,71	475,65	46,48	3,87	0,305	0,868	0,330	41,0	23,42	40	95	3,7
1941	1550	47,95	1940,14	74,1	15,05	575,01	40,37	4,46	0,297	0,861	0,340	38,5	22,69	50	95	3,7
1925	2034	63,25	1929,48	81,1	16,36	629,34	36,79	4,89	0,299	0,854	0,338	37,5	22,40	55	96	3,7
1922	1760	55,0	1920	83,5	16,79	647,96	35,80	5,03	0,299	0,804	0,338	36,5	22,09	57	96,5	3,7
1039	1636	94,4	1039,83	87,8	9,56	675,12	60,17	5,03	0,526	0,904	0,192	12	12,67	56	96	3,2

Charge constante.

position de l'accélérateur : N = 1800 tr/min

Tableau. 9

DATE: 23-04-1988 Barometre: 759,8 mm HG Temp. Air: 20° C Volts: 380/3/50 hz S274
 Moteur: PETTER. PJEW Ales. 96,8 mm Course: 110 mm Cylin. 1620cc Nbre Cylin 2 Carbu. Diesel Huile S/
 Puissa. kW = $\frac{Nm \cdot Tr/min}{9549,29}$ p.m.e = 7,76 x Nm kN/m Carb: Litre/hr = 180/t Diam. Orif 43,85 Reser. d'air 69/170 m

tachy tr/min	COMPTEUR			Couple Nm	Puissa. kW	P.ME kN/m	tr. moy 50cc sec	Carburant		Rendements		AIR		Charge Amps	HUILE	
	Tours	Temps	tr/min					lit/hr	C.F.S. l/kwhr	Voluim	Therm.	mmHO	L/s		C	Bar
2136	2524	70,9	2134,5	18,7	4,18	145,11	79,64	2,26	0,540	0,800	0,187	49,0	25,60	10	69	4,1
2114	2570	73,2	2106,5	33,1	7,3	256,85	65,08	2,85	0,390	0,885	0,259	47,0	25,07	20	78	3,9
2078	1876	54,1	2079,2	48,1	10,47	373,25	51,71	3,48	0,330	0,890	0,306	46,5	24,94	30	82	3,9
2057	1586	40,2	2065,2	62,5	13,52	485,00	43,13	4,17	0,309	0,877	0,327	44,5	24,4	40	83	3,8
2021	1650	48,8	2025,7	76,1	16,16	590,5	37,09	4,85	0,300	0,972	0,337	42,5	23,84	50	87	3,8
2012	1660	49,2	2022	81,8	17,32	634,77	33,59	5,36	0,309	0,865	0,327	41,5	23,56	55	87	3,8
1984	1503	45,3	1990,7	85,0	17,72	659,40	33,21	5,42	0,306	0,857	0,33	31,5	20,53	57	90	3,8
1035	1001	57,8	1039	81,1	8,82	629,33	59,93	3,00	0,34	0,905	0,297	12	12,67	56	91	3,3

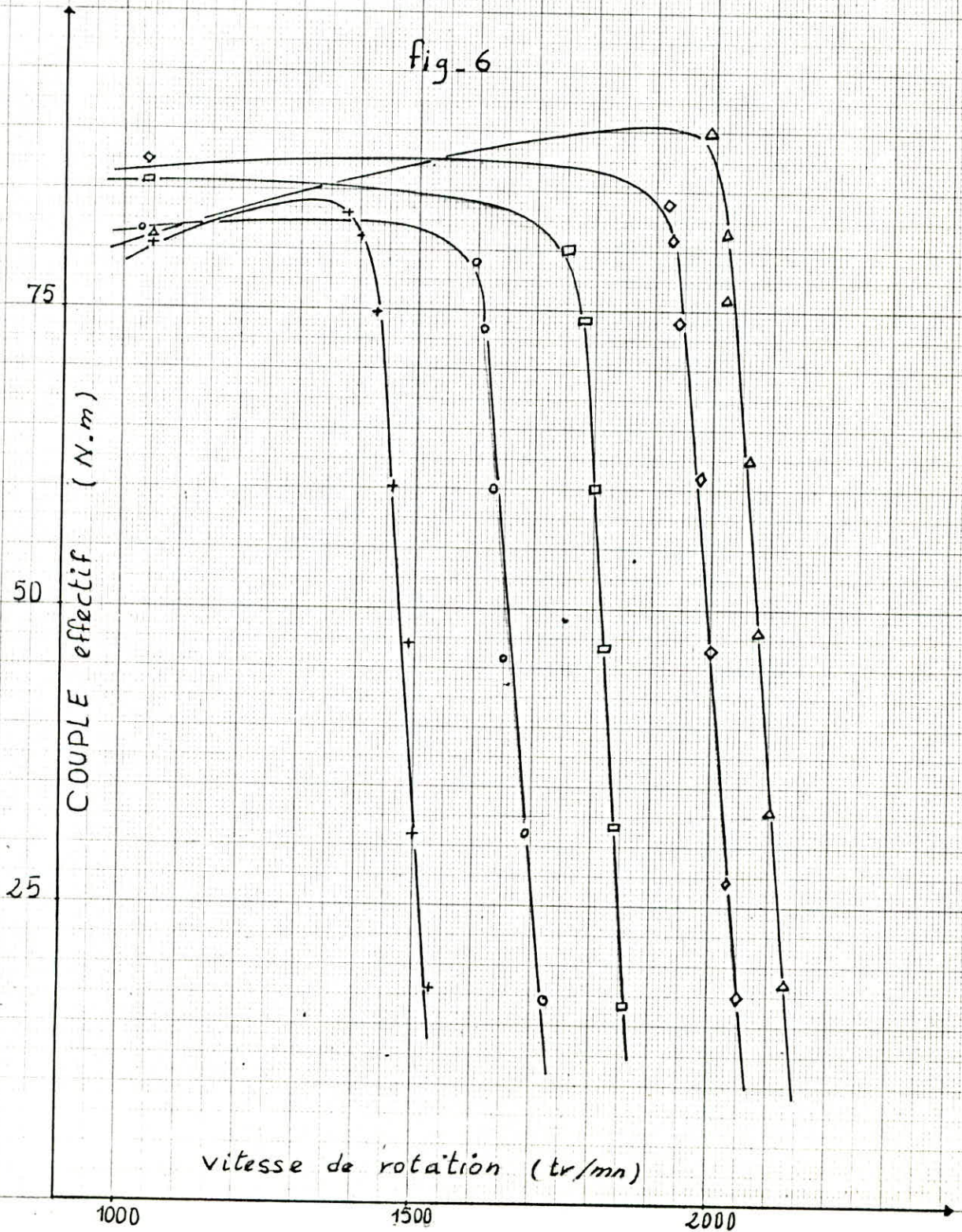
Tableau 10

Charge constante.

position de l'accélérateur: N=2000 tr/min.

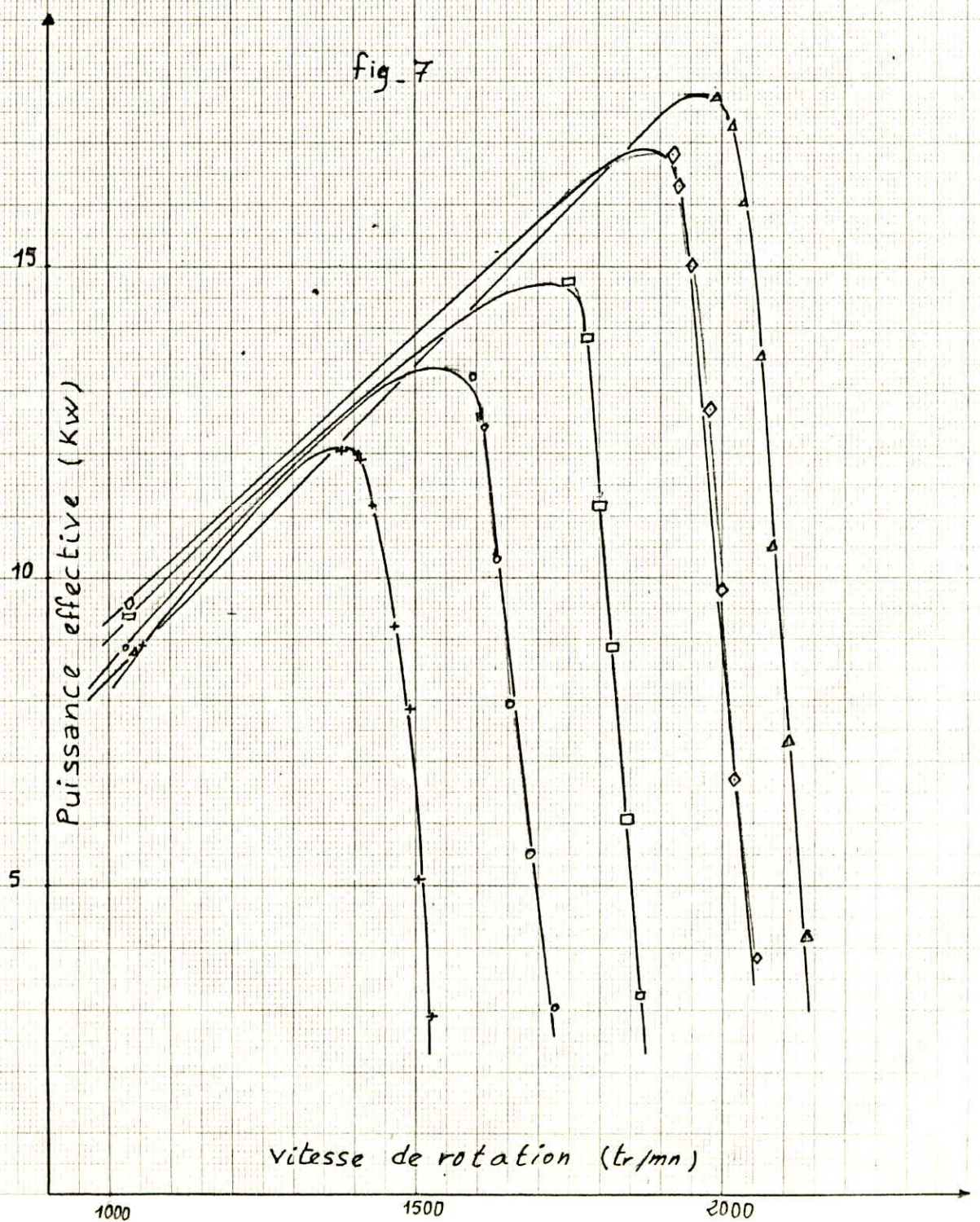
+	position de l'accélérateur	N = 1200 (tr/mn)
o	position de l'accélérateur	N = 1200 (tr/mn)
o	position de l'accélérateur	N = 1500 (tr/mn)
□	position de l'accélérateur	N = 1650 (tr/mn)
◇	position de l'accélérateur	N = 1800 (tr/mn)
△	position de l'accélérateur	N = 2000 (tr/mn)

fig-6



+ : position de l'accélérateur : N = 1200 (tr/mn)
 o : " " " : N = 1500 (tr/mn)
 □ : " " " : N = 1650 (tr/mn)
 ◇ : " " " : N = 1800 (tr/mn)
 △ : " " " : N = 2000 (tr/mn)

fig. 7

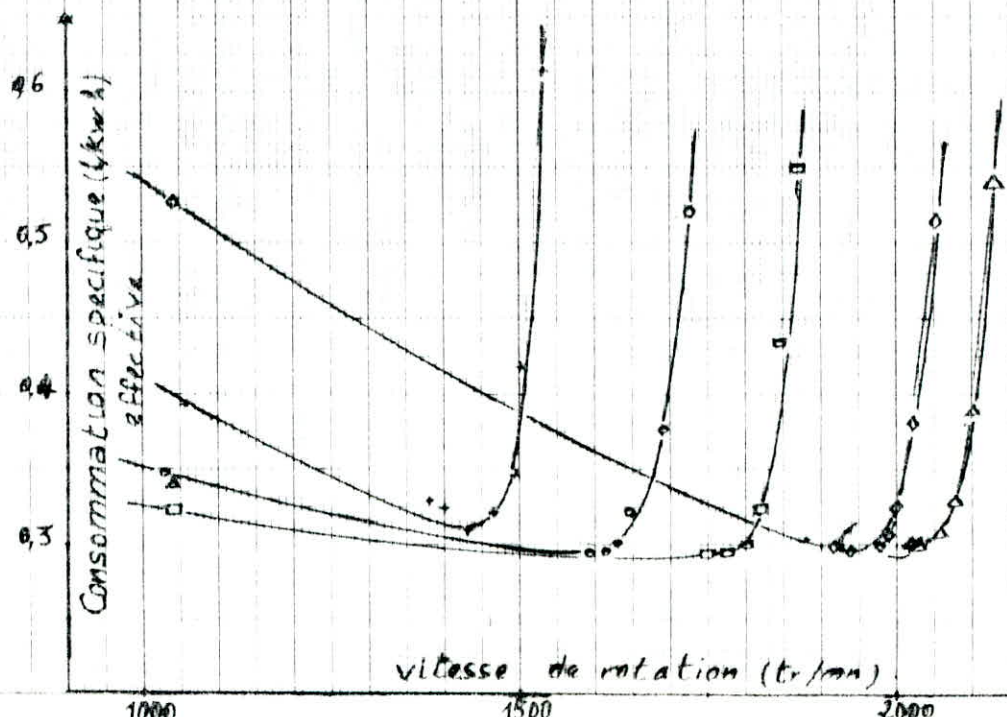
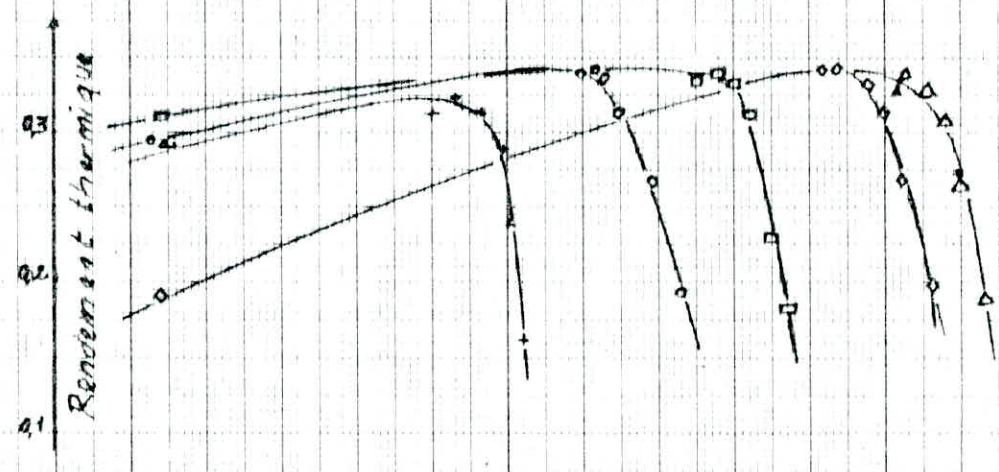
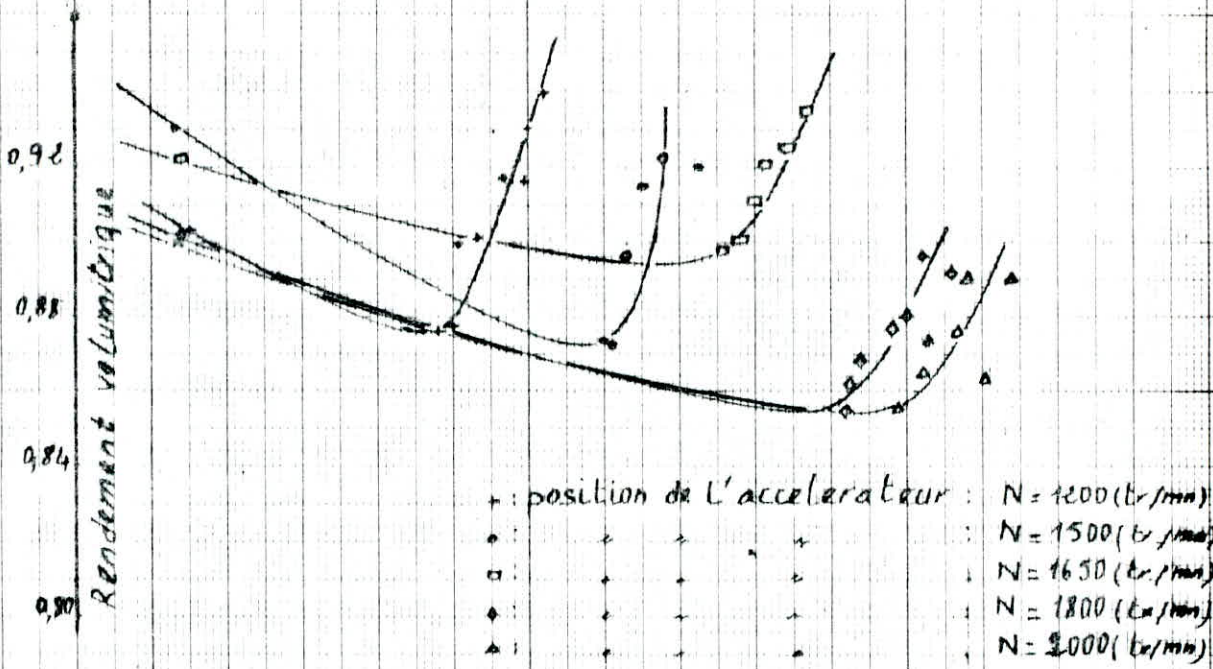


vitesse de rotation (tr/mn)

1000

1500

2000

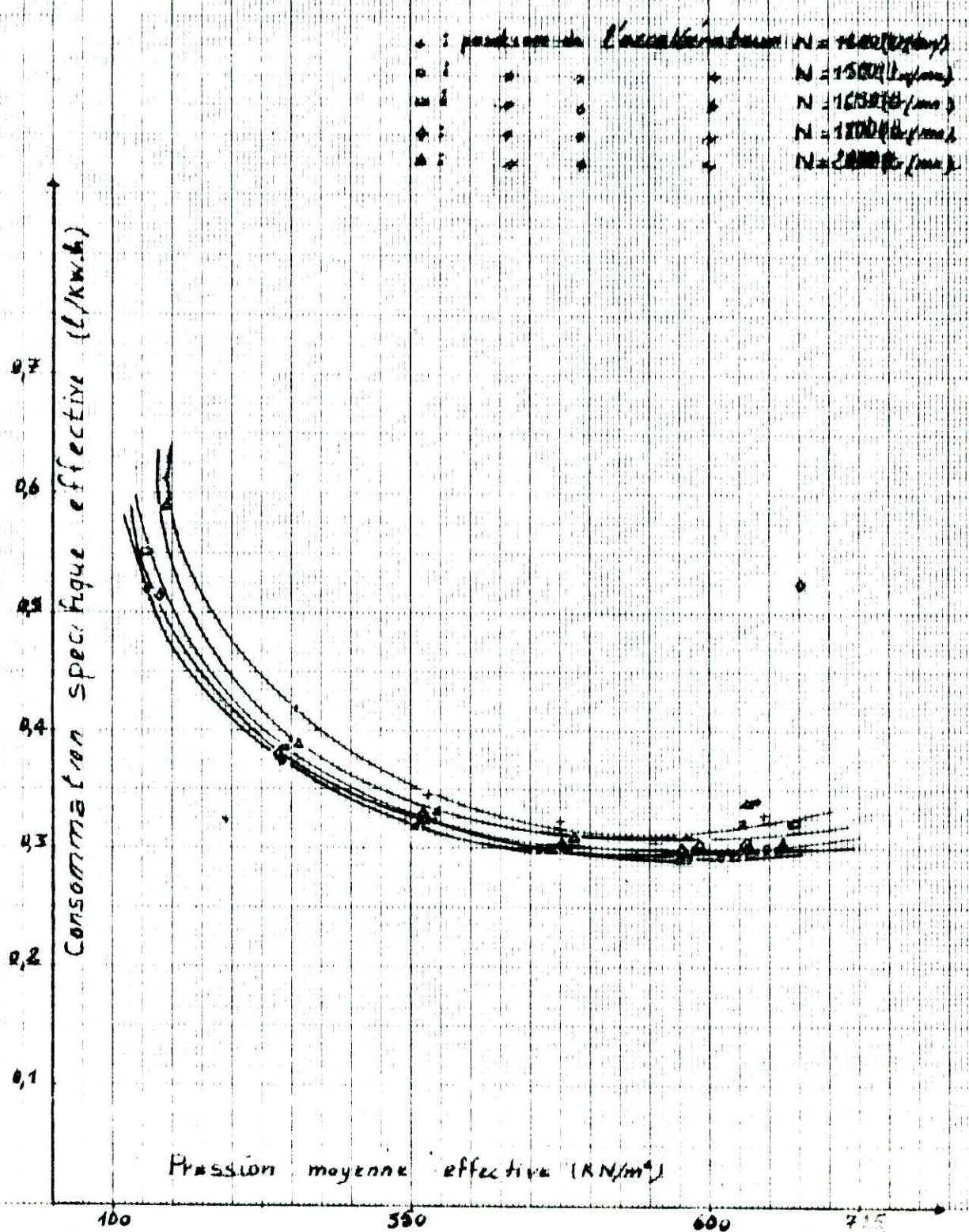


vitesse de rotation (tr/min)

1000

1500

2000



5.2.1: Fonctionnement en régime à vitesse constante:

Une fois le moteur en route, on s'assure que la commande de mise en charge est placée sur sa position de valeur 999, on pourra alors jouer sur la vitesse du moteur en utilisant la consigne de vitesse.

5.2.2: Principe de la manipulation:

L'accélérateur est placé dans une position qui est indiquée par une certaine vitesse de rotation. (fig-2).

On augmente la vitesse à partir de 1000 tr/mn, et on prend les mesures, une fois l'aiguille du cadran de consigne de charge arrive ou dépasse le zéro central vers la droite, on refait le travail pour une autre position de l'accélérateur.

5.2.3: Tableaux récapitulatifs des mesures:

ATE: 30.12.1988	Barometre: 759,8 mmHG	Temp. Air: 20 C	Volts: 380/3/50 Hz	S2741
Moteur: PETTER P32KW	Ales. 36,8 mm	Course: 110 mm	Cyl. 1600cc	Nbre. Cylin 4
Carbu. Diesel	Huile SAE5			
Puiss. kW = $\frac{Nm \cdot T/min}{5252}$	p.m.e = 7,76 x Nm kV/m	Carb: Litre/hr = 180/t	Diam. Orif 43,85	Reser. d'air 69/170 mm

Vitesse tr/min	COMPTEUR			Couple Nm	Puiss. kW	PME kV/m	trs. moy 50cc sec	Carburant		Rendements		AIR		Charge Amps	HUILE	
	Tours	Temps	tr/min					lit/hr	C.F.S. 1/khr	Voluin.	Therm.	mmHG	L/s		C	Bar
645	709	40,6	1047,8	73,4	8,054	569,58	53	3,396	0,420	0,941	0,541	13,25	13,31	47	37	3,85
126	601	32,1	1123,4	80	9,411	620,80	54	3,33	0,354	0,918	0,285	14,5	13,93	54	42	3,85
226	670	32,7	1229,4	78,3	10,080	607,61	54	3,33	0,330	0,895	0,306	16,5	14,86	51	49	3,85
302	730	33,4	1311,4	74,8	10,270	580,45	55	3,273	0,314	0,889	0,322	18,5	15,73	50	58	3,8
401	3420	146,4	1401,4	30,4	4,461	235,9	100	1,80	0,463	0,907	0,251	22	17,15	20	62	3,8
432	955	40	1432,5	20,7	3,015	155,98	124	1,45	0,481	0,907	0,210	23	17,54	12	67	3,8
448	2076	86	1448,4	14,9	2,260	115,62	137	1,31	0,531	0,907	0,174	23,5	17,73	8	61	3,8

Tableau. 11

vitesse constante.

position de l'accélérateur: N < 1000 (1^{er} trou)

DATE: 16.04.1988 Barometre: 760,9 mmHG Temp.Air: 22 C Volts. 380/3/50 hz S274
 Moteur: PETER PJRW Ales. 56,8 mm Course: 110 mm Cylin. 16000 Nbre.Cylin 2 Carbu. Diesel Huile S
 Puissa. kW = $\frac{Nm \cdot Tr/min}{9549,29}$ p.m.e = 7,76 x Nm $\frac{KW}{m^3}$ Carb: Litre/hr = 180/t Diam.Orif 43,85 Reser. d'air 69/170 m

tachy tr/min	COMPTEUR			Couple Nm	Puissa. kW	PME kN/m	t/moy 50cc sec	Carburant		Rendements		AIR		Charge Amps	HUILE	
	Tours	Temps	tr/min					lit/hr	CFS 1/2hr	Voluin	Therm	mmHg	L/s		C	Bar
1080	538	29,9	1079,6	81	9,16	628,56	58	3,10	0,34	0,906	0,297	13,0	13,22	57	92	3,8
1117	567	30,4	1119,1	81,3	9,53	630,89	57	3,16	0,33	0,890	0,306	13,5	13,47	56	92	3,5
1227	639	31,2	1128,8	82,2	9,70	637,87	51	3,53	0,36	0,946	0,281	15,5	14,44	56	90	3,5
1310	853	39,1	1308,9	82,4	11,29	639,42	47	3,83	0,34	0,867	0,297	17,5	15,34	56	91	3,5
1420	697	29,4	1422,4	80,4	11,98	623,90	48	3,75	0,31	0,864	0,326	20,5	16,60	55	91	3,6
1540	773	30,7	1510,7	42,4	6,71	329,02	85	2,12	0,31	0,871	0,326	23,5	17,78	27	91,5	3,8
1549	6149	238,2	1548,9	17,3	2,81	134,25	130	1,38	0,49	0,902	0,206	26,5	18,88	10	91,5	3,8

Tableau.12

À vitesse constante.

position d'acceleration : N = 1200 tr/min

DATE: 20.04.1988	Barometre: 759,8 mmHG	Temp. Air: 20° C	Volts: 380/3/50 hz	S274
Moteur: PETER P22W	Ales: 96,8 mm	Course: 110 mm	Cylin: 1620cc	Nbre. Cylin: 6
			Carbu. Diesel	Huile S
Puissa. kW = $\frac{P_m \cdot T_r}{5545,28}$	p.me = 7,76 x Nm kN/m	Carb: Litre/hr = 180/t	Diam. Orif 43,85	Reser. d'air 69/170 m

tachy tr/min	COMPTEUR			Couple Nm	Puissa. kW	PME kN/m	t _{50cc} moy sec	Carburant		Rendements		AIR		Charge Amps	HUILE	
	Tours	Temps	tr/min					lit/hr	CFS l/kuhr	Voluin	Therm	mmHO	L/s		C	Bar
1026	567	33	1030,9	78,3	8,45	571,10	59	3,05	0,366	0,931	0,281	12,5	12,93	52	67	3,85
1116	597	32	1119,4	80,0	9,38	620,80	54	3,33	0,350	0,851	0,289	13,5	13,44	54,5	70	3,80
1216	719	35,3	1222,1	81	10,36	628,56	50	3,60	0,347	0,876	0,291	15,5	14,40	56	72	3,8
1318	25305	114,5	1326	81,4	11,30	631,66	47	3,83	0,399	0,862	0,298	17,7	15,41	56	75	3,75
1411	721	30,6	1413,7	82,4	12,20	639,42	44	4,09	0,335	0,929	0,302	20,5	16,56	57,5	77	3,75
1516	805	31,9	1514,1	83,8	13,29	650,29	41	4,39	0,330	0,869	0,306	23,5	13,73	59	81	3,75
1624	860	31,8	1622,6	77,1	13,10	598,30	45	4,00	0,365	0,331	0,331	27,5	19,18	58	83	3,75
1719	879	30,7	1717,9	32,6	5,86	252,98	83	2,17	0,370	0,273	0,273	32,0	29,19	20,5	85	3,75
1750	913	31,3	1750,2	17,6	3,22	136,58	108	1,67	0,517	0,195	0,195	35,0	21,64	10,2	87	3,75

Tableau. 13

vitesse constante

La position de l'accélérateur: N1 = 1500 tr/min
-48.

DATE: 16-04-88	Barometre: 760,5 mmHG	Temp.Air: 22 C	Volts. 380/3/50 hz	S27
Moteur: PETER. PJ2KW	Ales. 86,8 mm	Course: 110 mm	Cylin. 112cc	Nbre.Cylin 2
			Carbu. Diesel	Huile S
Puissa. kW = $\frac{Nm \cdot T/min}{9549,29}$	p.me = 7.76 x Nm $\frac{KW}{m}$		Carb: Litre/hr = 180/t	Diam.Orif 43,85
				Reser. d'air 69/170

tachy tr/min	COMPTEUR			Couple Nm	Puissa. kW	PME kN/m	l/moy 50cc sec	Carburant		Rendements		AIR		Charge Amps	HUILE	
	Tours	Temps	tr/min					lit/hr	CFS 1/kwhr	Volun.	Therm.	mmHO	L/s		C	Bar
1046	889,5	50,9	1048,53	19,3	7,61	537,77	55,5	3,24	0,42	0,952	0,241	13,5	13,47	49,0	30,0	4
1237	2329,5	112,8	1239,1	76,4	9,91	592,86	48,5	3,75	0,378	0,877	0,267	16,0	14,67	50,0	42,0	4
1389	584	25,0	1401,6	10	11,74	620,1	46,0	3,91	0,333	0,867	0,304	20,0	16,40	55,0	52,0	4
1547	1538,5	59,55	1550,1	82,6	13,31	636,32	40,0	4,50	0,338	0,876	0,299	25,0	18,34	56,0	58,0	4
1656	1355,0	48,9	1662,6	82,4	14,35	639,42	39,0	4,61	0,321	0,864	0,315	28,0	19,41	56,5	64,0	4
1707	2109,5	74,05	1709,2	82,3	14,73	638,65	38,0	4,74	0,321	0,885	0,315	31,0	20,42	57,0	70,0	4
1800	1579,5	52,7	1741,3	33,0	6,21	656,08	80,0	2,25	0,362	0,906	0,279	36,0	22,00	22,0	73,0	3,9
1843	1788	58,17	1844,2	7,3	1,41	56,65	128,0	1,40	0,997	0,926	0,101	39,5	23,50	0,5	78,0	3,9

Tableau. 14

Vitesse constante.

position de l'accélérateur: N = 1650 (tr/min)

49.

DATE: 16-04-1988	Barometre: 760,9 mmHG	Temp. Air: 22 C	Volts: 380/3/50 Hz	S274
Moteur: PETER. PJRW	Alés. 96,8 mm	Course: 110 mm	Cylin. 1600 cc	Nbre. Cylin 4
				Carbu. Diesel
Puissa. kW = $\frac{Nm \cdot Tr/min}{549,23}$	p.me = 7,76 x Nm kN/m	Carb: Litre/hr = 180/t	Diam. Orif 43,85	Reser. d'air 69/170 n

tachy tr/min	COMPTEUR			Couple Nm	Puissa. kW	PME kN/m	v moy 50cc sec	Carburant		Rendements		AIR		Charge Amps	HUILE	
	Tours	Temps	tr/min					lit/hr	CFS 1/2hr	Volum	Therm	mmHG	L/s		C	Bar
1210	2879	142,5	1212,21	78,7	9,99	610,71	48	3,75	0,375	0,896	0,269	16,0	14,04	52,0	47	3,85
1301	1537	79,6	1306,23	79,6	10,89	617,69	46	3,91	0,359	0,882	0,281	18,0	15,56	54,0	55	3,85
1433	799	33,4	1435,35	81,5	12,25	639,44	42	4,28	0,349	0,864	0,289	21,0	16,80	55,0	61	3,85
1576	6623	251,3	1577,53	82,5	13,63	640,20	39	4,41	0,338	0,870	0,299	25,5	18,52	56,0	72	3,80
1653	842	30,4	1661,84	83,6	14,55	643,74	38	4,74	0,326	0,866	0,310	28,0	19,40	57,0	77	3,80
1726	6186	214,8	1727,93	84,8	15,34	658,05	37	4,86	0,317	0,886	0,319	31,7	20,66	58,0	81	3,80
1849	1814	109,8	1865,57	85,0	16,60	659,6	34	5,29	0,319	0,861	0,317	35	21,70	58,5	83	3,80
1943	991	30,5	1949,51	84,7	17,29	657,27	33	5,45	0,315	0,876	0,321	39,5	23,05	58,0	85	3,80
2029	1116	33,0	2029,88	31,7	6,74	245,95	74	2,43	0,360	0,913	0,381	46,5	25,01	17,0	88	3,80

Tableau. 15

vitesse constante.

position de l'accélérateur: N = 1800 (tr/min)

DATE: 16-04-1988	Barometre: 760,9 mmHG	Temp.Air: 22 C	Volts. 380/3/50 hz	S274
Moteur: PETTER PJ2W	Ales. 36,8 mm	Course: 110 mm	Cylin. 1620cc	Nbre.Cylin 2
			Carbu. Diesel	Huile S
Puissa. kW = $\frac{Pm \cdot T_{\text{min}}}{9549,29}$	p.m.e = 7,76 x Nm kN/m	Carb: Litre/hr = 180/t	Diam.Orif 43,85	Reser. d'air 69/170

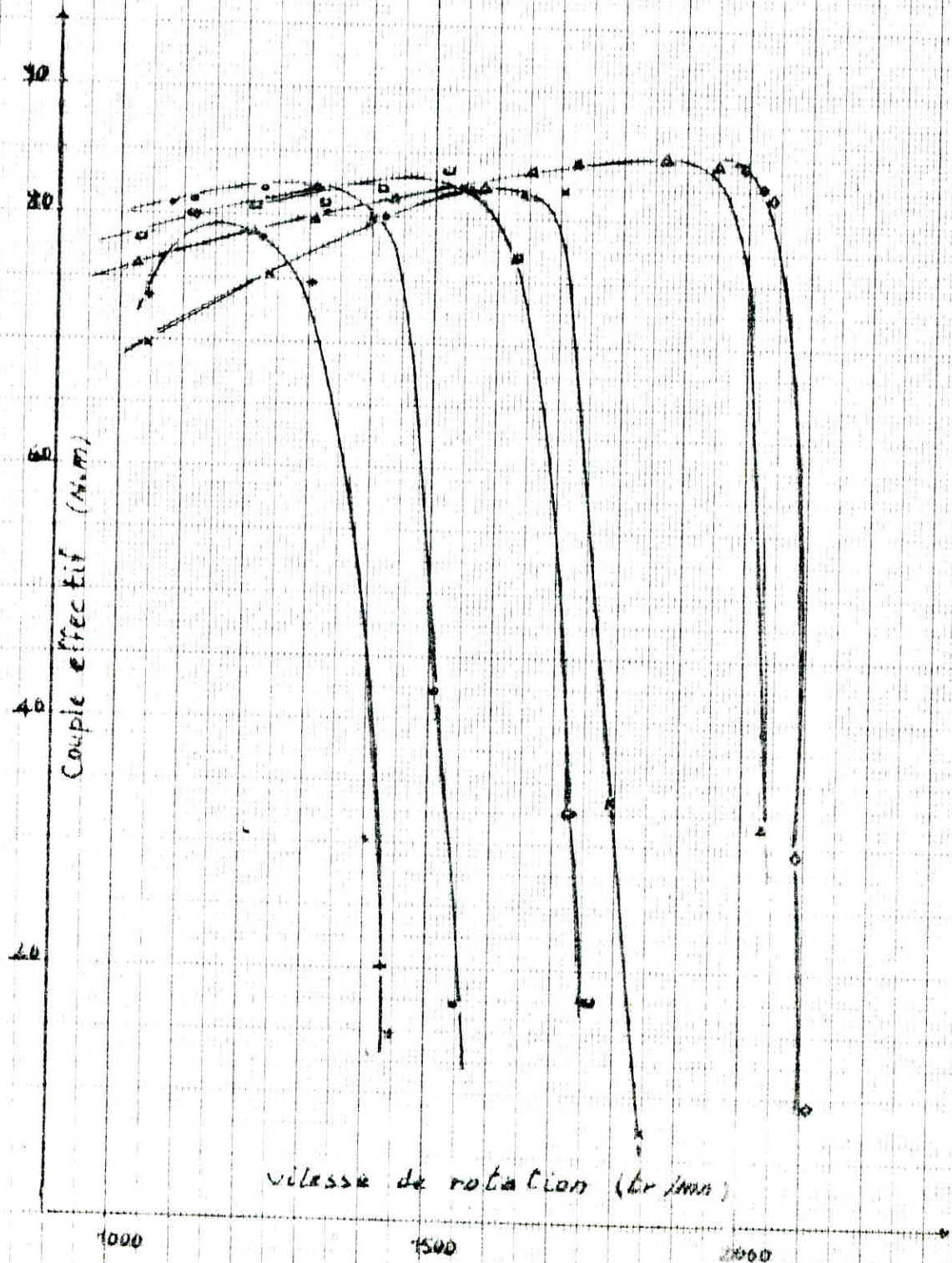
tachy tr/min	COMPTEUR			Couple Nm	Puissa. kW	P.ME kN/m	t _{50cc} moy sec	Carburant		Rendements		AIR		Charge Amps	HUILE	
	Tours	Temps	tr/min					lit/hr	CFS l/kwhr	Volum	Therm	mmHG	L/s		C	Bar
1955	7443	226,9	1968,18	84,4	17,39	654,54	32,5	5,54	0,318	0,88	0,318	39,0	23,48	55,0	30	3,80
2016	1025	30,4	2023,05	83,3	17,65	650,32	33,5	5,37	0,304	0,88	0,332	42,0	24,05	56,0	95	3,80
2036	964	28,4	2036,60	82,0	17,49	636,32	34,0	5,29	0,303	0,8803	0,334	43,5	24,33	56,0	97	3,80
2090	4820	138,4	2089,59	29,8	6,52	231,25	70,0	2,57	0,994	0,862	0,256	46,5	25,54	19,5	99	3,80
2113	2673	75,9	2113,14	9,7	2,15	75,27	146,0	1,23	0,573	0,918	0,176	49,6	26,19	4,0	101	3,80

Tableau. 16

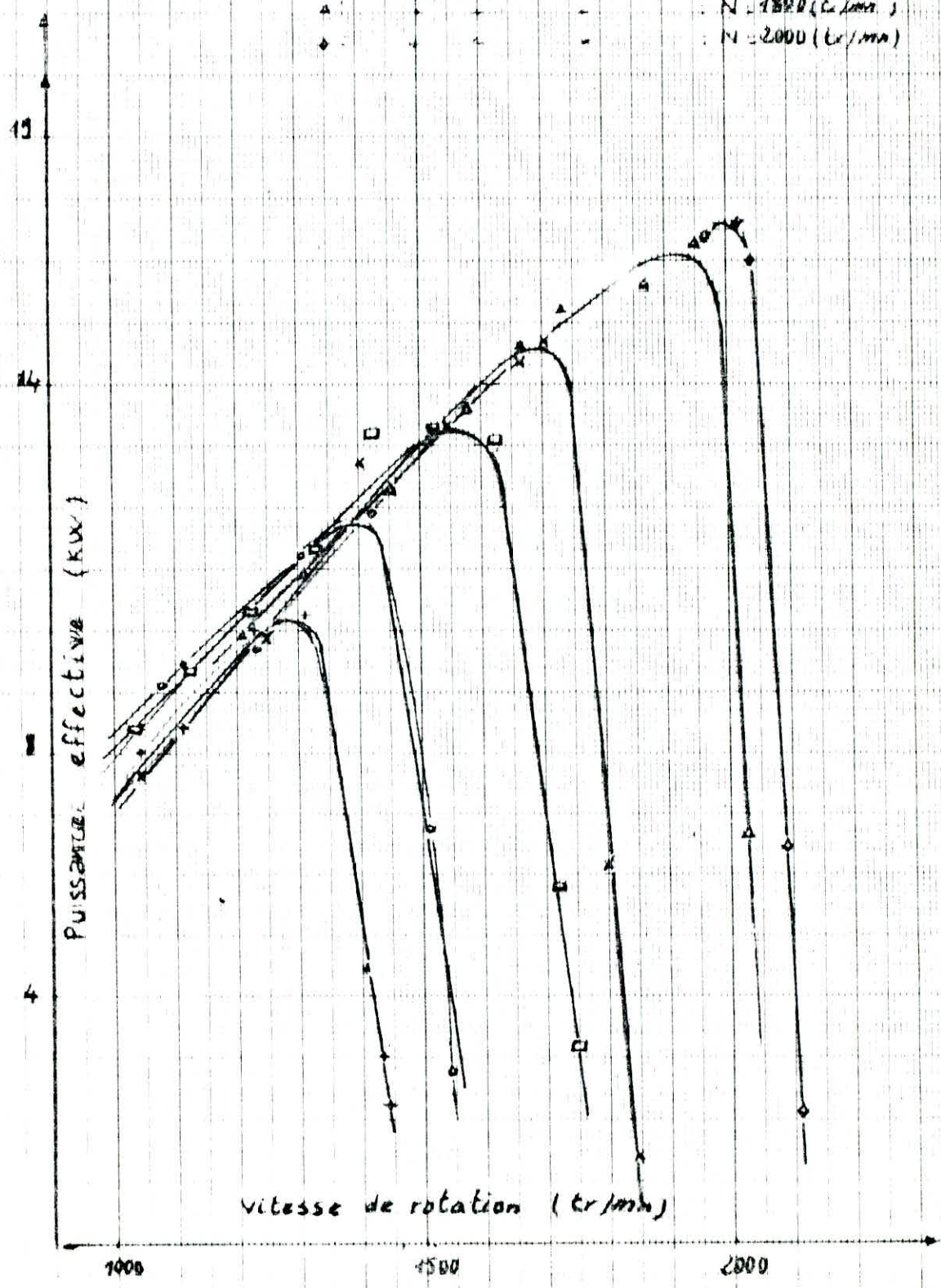
Vitesse constante.

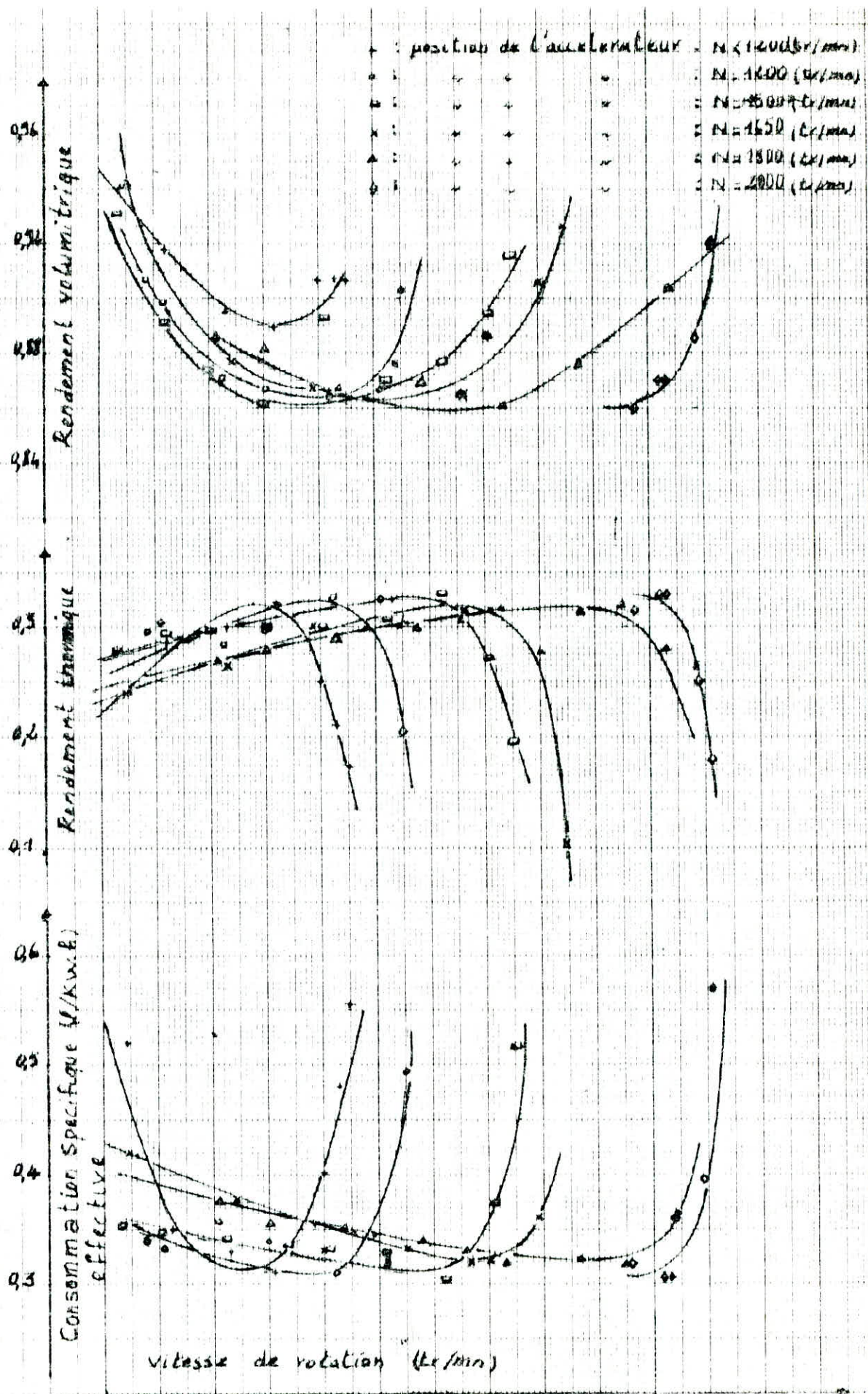
position de l'accélération : N = 2000 tr/mn.

+ : Position de l'accélérateur - $N < 1200$ (tr/min)
 * : " " " " - $N = 1200$ (tr/min)
 x : " " " " - $N = 1600$ (tr/min)
 u : " " " " - $N = 1500$ (tr/min)
 Δ : " " " " - $N = 1800$ (tr/min)
 o : " " " " - $N = 2000$ (tr/min)



+ position de l'accélérateur : N = 2000 (tr/min)
 * : " " " : N = 1800 (tr/min)
 x : " " " : N = 1500 (tr/min)
 A : " " " : N = 1650 (tr/min)
 Δ : " " " : N = 1800 (tr/min)
 ◆ : " " " : N = 2000 (tr/min)





position de l'accélérateur

- : N = 1200 (tr/min)
- : N = 1400 (tr/min)
- △ : N = 1500 (tr/min)
- × : N = 1650 (tr/min)
- ◇ : N = 1800 (tr/min)
- : N = 2000 (tr/min)

Rendement volumétrique

Rendement thermique

Consommation Spécifique Effective (g/kwh.p)

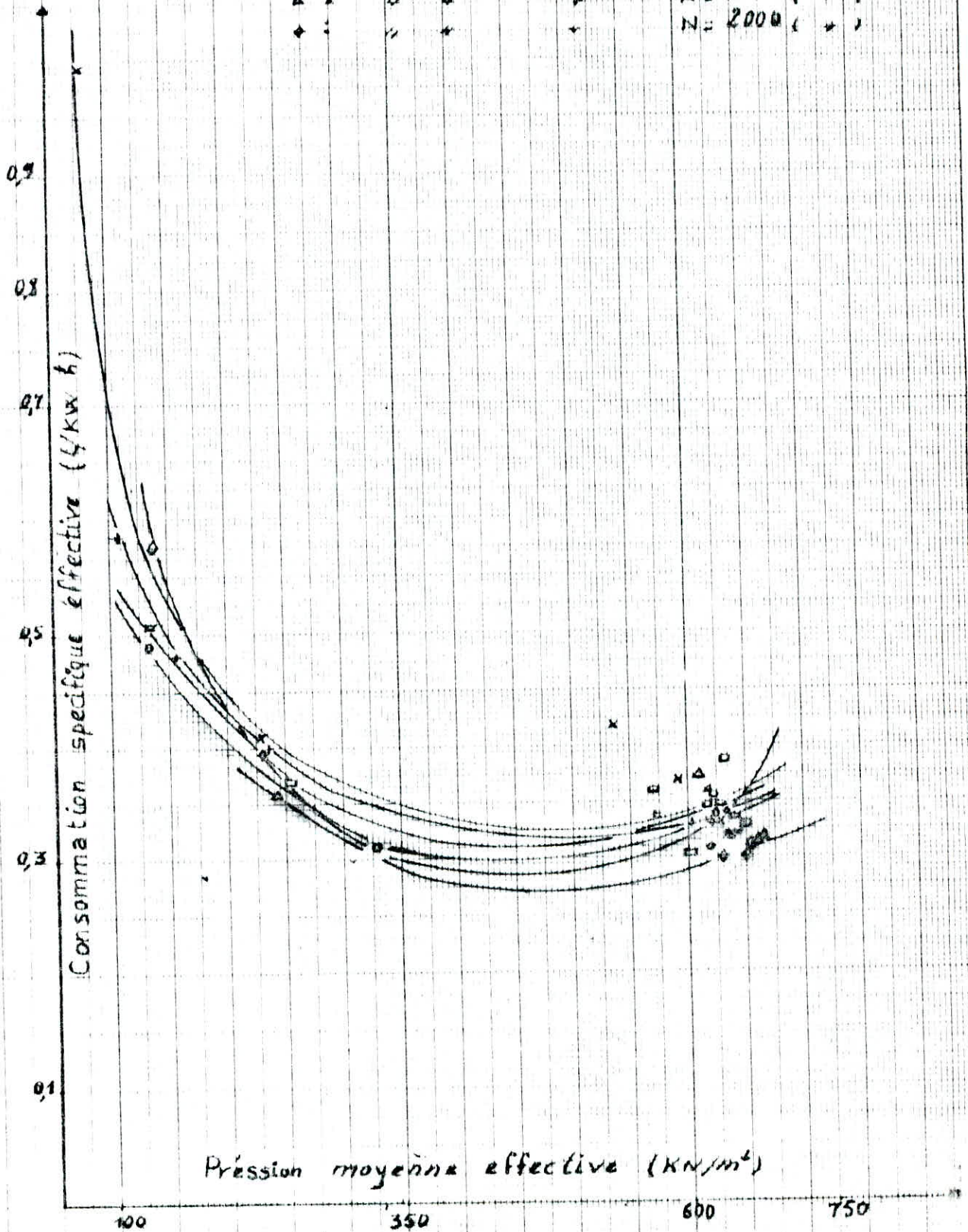
vitesse de rotation (tr/min)

1500

1500

2000

position de l'accélérateur	N (rotations/min)
+	1200
o	1500
△	1650
▲	1800
◆	2000



5.3: Influence de la vitesse de rotation :

5.3.1: Constatations:

L'évolution des paramètres caractérisant les performances du moteur en fonction de la vitesse de rotation, dans les deux régimes est la même comme le montre les courbes précédentes (fig-6, ..., 17).

Pour une position donnée de l'accélérateur, nous constatons qu'avec l'augmentation de la vitesse ; les paramètres évoluent comme suit :

- Le couple augmente légèrement pour atteindre une valeur maximale pour une certaine vitesse puis diminue.
- La puissance a la même allure que le couple. Son augmentation est plus importante que celle du couple et son maximum correspond à une vitesse de rotation supérieure à celle de ce dernier de 60 à 100 tr/mn.
- La consommation spécifique diminue. Elle atteint son minimum à une certaine valeur puis croît rapidement.
- Le rendement thermique croît jusqu'à atteindre un maximum correspondant à une certaine valeur de vitesse puis diminue.
- Le rendement volumétrique diminue pour atteindre une certaine valeur puis croît avec la vitesse.

La valeur de vitesse qui correspond au maximum et au minimum de ces paramètres suivant le cas dépend de la position de l'accélérateur.

5.3.2: Interprétation :

Pour une position donnée de l'accélérateur :

On définit avant tous l'irrégularité cyclique par la relation suivante :

$$i = \frac{A}{\omega \cdot I} \quad (5-1)$$

où : $A = \int_{\theta_1}^{\theta_2} (C_m - C_R) d\theta$. C_m et C_R sont respectivement couple moteur et résistant.

ω : la vitesse moyenne de rotation.

I : moment d'inertie des pièces en mouvement alternatif.

Avec l'augmentation de la vitesse, les forces d'inertie permettent de diminuer l'irrégularité cyclique (5-1) du moteur en rotation, ainsi le couple croît légèrement jusqu'à une certaine valeur puis diminue.

Cela est dû à l'augmentation des résistances internes du moteur, lesquelles croissent avec la pression de combustion et la vitesse de rotation, ainsi qu'avec l'inertie des pièces en mouvement alternatif, l'inertie croît comme la vitesse du piston et comme le carré de la vitesse de rotation. [3]

Toute diminution de la course effectuée pour augmenter la vitesse de rotation augmente donc les pertes mécaniques. [3]

L'accroissement de la puissance est due à l'augmentation du nombre de tours par seconde, mais à une certaine valeur, la vitesse de rotation ne suffit plus pour compenser la perte due à la diminution de la pression moyenne effective (ou couple voir 4-4),

la valeur de la puissance passe par un maximum et commence à diminuer (Dans notre cas rapidement) avec l'augmentation de la vitesse. [4]

Par l'effet régulateur des forces d'inertie des pièces en mouvement alternatif, la portion de travail indiqué utilisé pour vaincre les résistances internes du moteur diminue, ainsi la puissance effective augmente comme il est cité ci-dessus ; ce qui conduit à une diminution de la consommation spécifique du combustible, comme le montre les courbes figure 8. et 14, jusqu'à une certaine valeur de la vitesse .

Une fois dépassée, l'inertie devient importante, le travail utilisé pour la vaincre augmente, ainsi que l'échange de chaleur par conduction et convection avec le milieu ambiant .

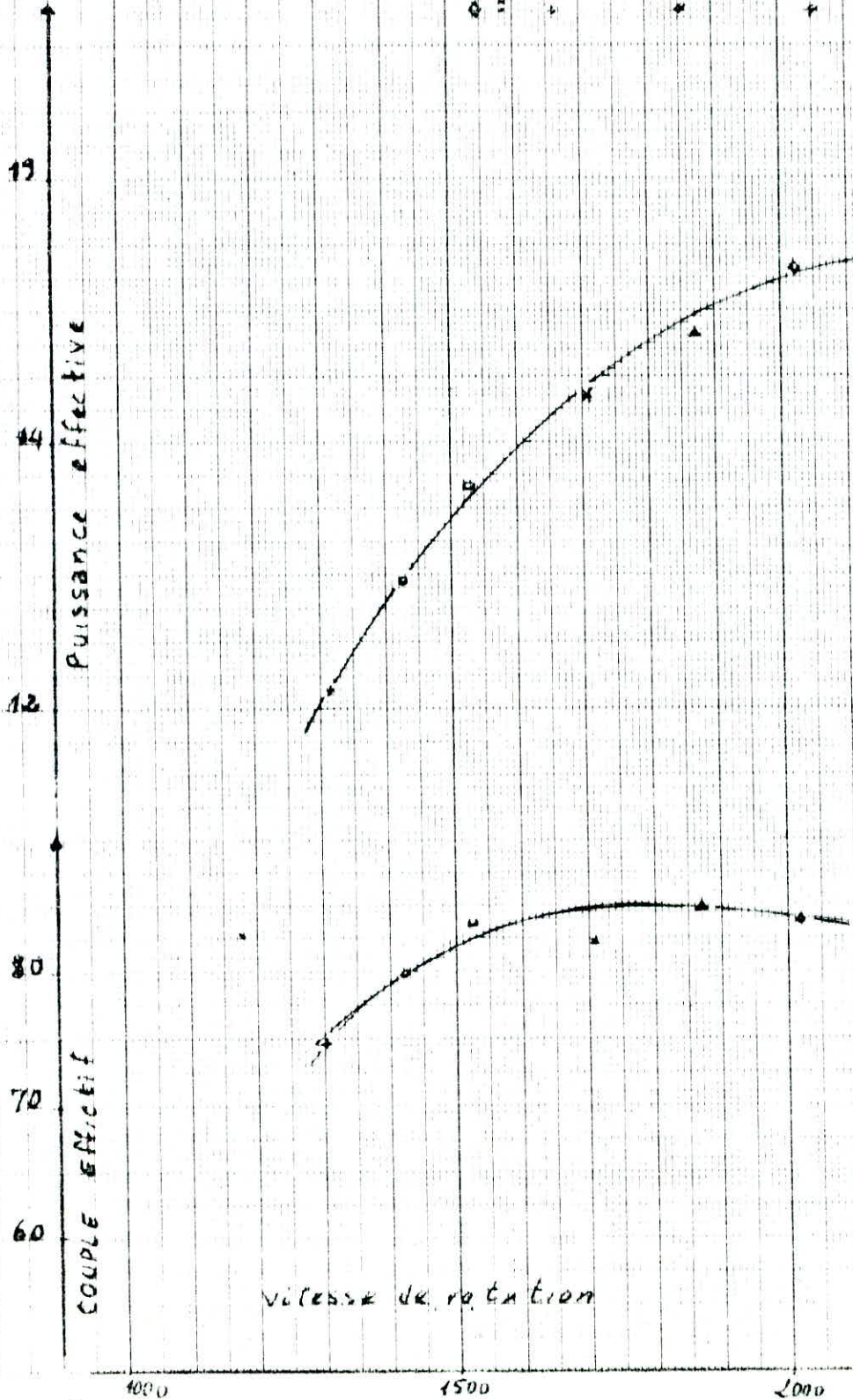
L'énergie recueillie à la sortie de moteur décroît, la consommation spécifique croît en conséquence .

Nous pouvons dire donc que la vitesse de rotation d'un moteur Diesel est limitée :

- Supérieurement : par l'amplitude excessive de la variation cyclique des réactions internes dues aux forces d'inertie . [5]

- Inférieurement : par l'atténuation de l'effet régulateur des forces d'inertie des attelages (pistons, bielles) sur le couple moteur recueilli à la sortie de moteur ; le moteur " ne tourne pas rond " ; la limite inférieure peut être abaissée en grossissant le volant. [5]

N°	Position	de l'accélérateur	N°	de l'essai (g/min)
1	+	0	+	N = 1200 (g/min)
2	+	0	+	N = 1500 (g/min)
3	+	+	+	N = 1650 (g/min)
4	+	+	+	N = 1800 (g/min)
5	+	+	+	N = 2000 (g/min)



+ : Position de l'accélérateur : N < 1200 (tr/mn)
 o : " " " " N = 1200 (")
 □ : " " " " N = 1500 (")
 x : " " " " N = 1650 (")
 △ : " " " " N = 1800 (")
 ◇ : " " " " N = 2000 (")

0,92
 0,88
 0,84
 volumétrique
 Rendement

fig. 22.

0,3
 0,2
 Rendement thermique

fig. 21.

0,6
 0,5
 0,4
 0,3
 consommation spécifique effective
 (l/kw.h)

fig. 20

vitesse de rotation (tr/mn)

1000 1500 2000

5.4: Influence de la position de l'accélérateur:

Nous pouvons bien voir l'influence de la position de l'accélérateur sur les performances du moteur, en reliant les puissances maximales des différentes positions d'accélérateur (pour les rendements plus élevés), et les autres paramètres pour les mêmes vitesses que ceux de la puissance maximale (fig. 18, 19, 20, 21, 22).

5.4.1: Constatation:

Avec la rotation du piston de la pompe d'injection vers la position plein débit (fig-1), la vitesse et puissance augmentent, ainsi que le couple à une certaine valeur puis diminue légèrement.

Le rendement volumétrique et la consommation spécifique diminuent avec la rotation de piston par contre le rendement thermique augmente.

5.4.2: Interprétation:

La rotation du piston de la pompe d'injection vers la position plein débit, conduit à l'augmentation du débit injecté par cycle, ainsi la portion de travail indiqué pour vaincre les résistances internes du moteur déjà citée dans le paragraphe 5-3-2, ce qui permet au couple d'augmenter à une certaine valeur, puis de diminuer légèrement. Cette diminution est compensée par la vitesse de rotation pour la puissance:

La consommation spécifique diminue du fait que la puissance effective augmente et les pertes (mécanique, ...) sont com-

pensées par le travail indiqué .

Donc , En agissant directement sur la rotation du piston de la pompe , la vitesse de rotation augmente , et le moteur fonctionne en régime économique .

5.5.1: Comparaisons des performances du moteur théoriques et expérimentales:

Dans cette partie, nous comparons les paramètres des performances du moteur obtenus théoriquement pour une vitesse de rotation de 2000 tr/min, avec ceux trouvés expérimentalement pour la même vitesse.

Tableau. 17

		vitesse (tr/min)	Couple (N.m)	Puissance (Kw)	P.m.e (daN/cm ²)	η_{th}	C.S.E (kg/kw.h)
théorique	quasi-réel	2000	94,30	18,85	6,982	0,281	0,224
	réel	2000	88,64	17,3	6,563	0,264	0,239
Experimental	à charge constante	2012	81,8	17,32	6,348	0,327	0,262
	à vitesse constante	2016	83,3	17,65	6,503	0,332	0,258

C.S.E : Consommation spécifique effective en (kg/kw.h).

P.m.e : Pression moyenne effective en (daN/cm²)

η_{th} : Rendement thermique global.

Avec : $\eta_{arr} = 0,94$: coefficient d'arrondissement de cycle quasi-réel.

$\rho_f = 0,85 \text{ kg/l}$: masse volumique de g43-oil.

Les performances théoriques du moteur sont très significatives et ne diffèrent pas trop de celles trouvées expérimentalement.

Néanmoins, on peut dire que ces rapprochements sont dus essentiellement aux hypothèses considérées dans chaque processus de l'évolution du cycle quasi-réel qui sont d'après le tableau ci-dessus très proches des hypothèses réelles.

Cette méthode théorique est donc, une très bonne approche pour le cas réel, ce qu'il lui donne une très grande importance dans le calcul primaire du dimensionnement d'un moteur.

5.5.2 : Comparaisons de la courbe donnée par le constructeur et celles de l'expérience :

Les comparaisons des résultats obtenus avec ceux du constructeur seront limitées puisque celui-ci n'a fourni qu'une courbe de la pression moyenne effective en fonction de la consommation effective.

Néanmoins, on peut dire que les résultats obtenus en régime à charge constante et à vitesse constante, pour la position de l'accélérateur $N = 2000 \text{ tr/mn}$ sont acceptables, très significatifs et conformes à ceux donnés par le tableau du constructeur.

La différence due principalement :

- Aux différentes conditions atmosphériques lors des essais (pression et température ambiantes, degré d'humidité, ...).
- À la qualité de carburant utilisé.

Le sens d'évolution et l'allure des courbes sont semblables à celles données par le constructeur.

TE 10/6518
ALGERIA
14TH JANUARY 1955
W10.4055 S. 2741

SPECIFIC FUEL CONSUMPTION (L/KW. HR.)

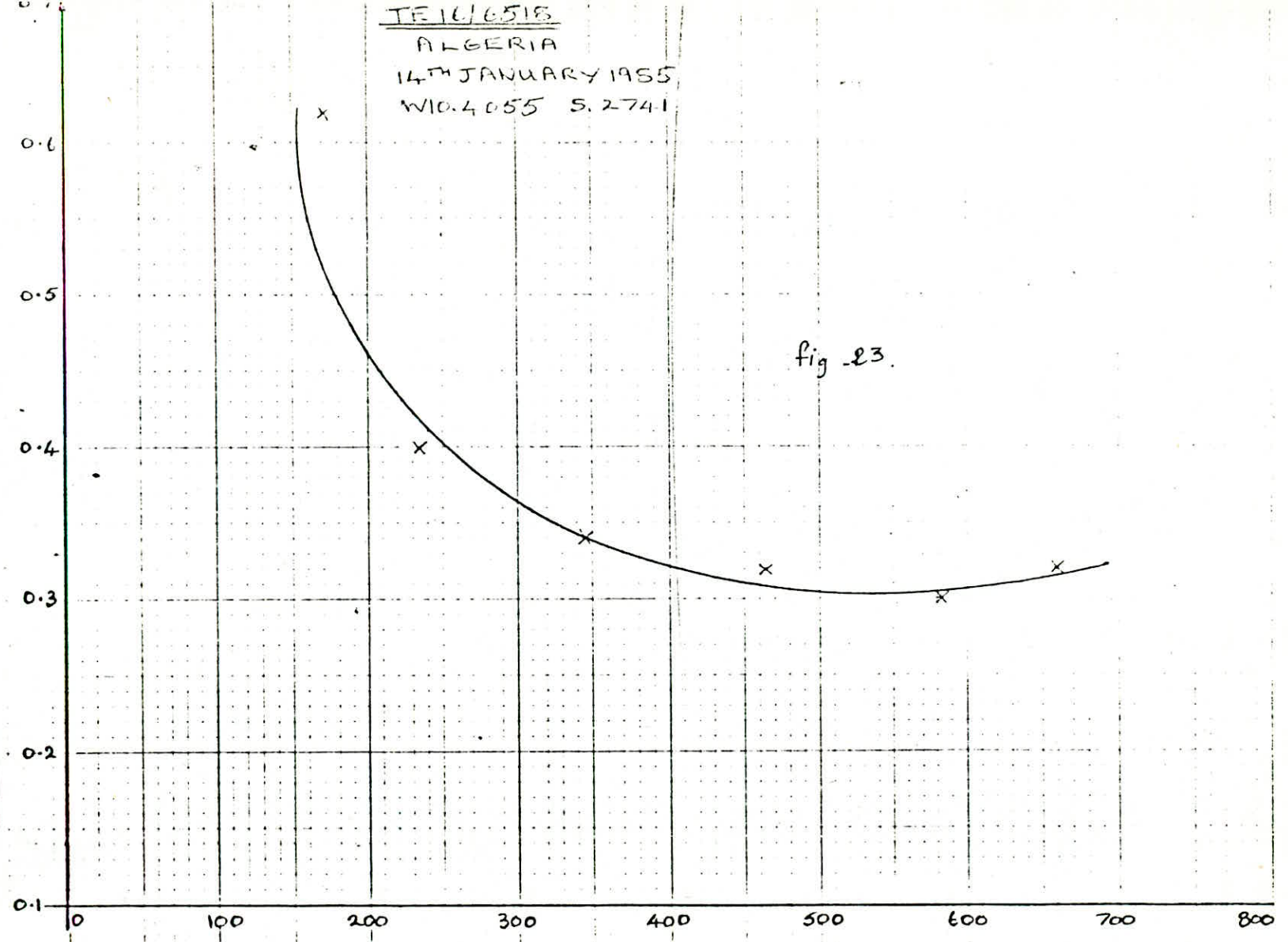


fig. 23.

B.M.E.P.

PETTER PJ2W ENGINE (DIESEL)

Chapitre VI.

Conclusion et recommandation :

L'occasion qui nous a été offerte de travailler sur le banc d'essai acquis récemment par le laboratoire moteur du département de Génie mécanique, a été bénéfique à plus d'un titre .

Elle nous a permis d'établir les performances du moteur Petter PJ2W dont la documentation n'est pas disponible ce qui nous a privé de faire une comparaison avec celles du constructeur, et de dégager les facteurs influençant les paramètres énergétique et leurs importances dans le processus de transformation du pouvoir énergétique en puissance avec un meilleur rendement possible .

Il y a lieu de signaler aussi que le travail a été complété par une étude thermodynamique du cycle quasi-réel du moteur pour une vitesse de 2000 tr/mn . Cette étude a donné des résultats acceptables, significatifs, et conformes avec ceux de l'expérience .

Nous avons réalisé un système d'évacuation de l'eau condensée par le calorimètre et l'atmosphère pour éviter son retour au moteur et préparer les gaz pour l'analyse, mais le temps restreint, ne nous a malheureusement pas permis de réaliser un système pour la prise des gaz d'échappement après la sortie du calorimètre ; ainsi donc l'analyse des gaz d'échappement .

Pour la détermination des performances du moteur, il est de préférence d'utiliser le régime à vitesse constante où nous pouvons jouer directement sur la vitesse du moteur .

BIBLIOGRAPHIE

- [1]. QUILLET : Encyclopédie des sciences industrielle
tome : Mécanique - Application - Transport.
Librairie aristide Quillet. PARIS 1974.
- [2]. Manuel d'utilisation de banc d'essai, équipement
PLint. Londre 1985
- [3]. BRUN. R.: Science et technique du moteur diesel et
transport.
tome 1, 2, 3; Société des éditeurs technique. PARIS 1976
- [4]. JALOYLEFF D.: Element de la théorie des moteurs à combu-
stion interne. régime rapide.
Edition Dossier. PARIS 1948.
- [5]. Roudil R.: Moteur diesel
Dunod. PARIS 1970
- [6]. GAD. I.: "Moteur à combustion interne (cours)
E.N.P. - ALGER 1985/1986.
- [7]. MENARDON M.: Les moteurs.
Chotard et Associés éditeurs. PARIS. 1981.

