

26/88

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

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

المكتبة
BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

PERFORMANCES D'UN
MOTEUR FORD 1098 CC
A ESSENCE

Proposé Par :
Benbraika M.

Etudié par :
Benkrid K.

Dirigé par :
Benbraika M.

PROMOTION : Juin 1988

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ :

أَخِي عَظِيمٍ بِالْقَلَمِ ،

عَظِيمِ الْإِنْسَانِ مَا لَمْ يَعْلَمْ .

حَقَّ اللَّهُ الْعَظِيمِ .

المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات
BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique
المنطقة 13

DÉDICACES

À mon très cher père pour son soutien durant toutes mes années d'étude.

À ma très chère mère pour ses sacrifices inombrables.

À mes frères Slim, Djamel, Kamel, Mouhamed Sofiane, Amar ainsi que LezAllah.

À mes sœurs.

À toute ma famille grand et petit.

À tous mes frères croyants d'ALLAH et MOUHAMED son envoyé.

Je dedie ce modeste travail.

RÉMERCIEMENTS

Il m'est agréable d'exprimer ici ma profonde reconnaissance à tous ceux qui m'ont aidé à ce que le présent mémoire soit élaboré. Je tiens particulièrement à remercier :

*M^r Benbraïka, qui m'a guidé et à qui je dois beaucoup pour son aide.

*M^r Khemis d'avoir accepté de presider le jury

*M^r Riache d'avoir accepté d'être un des membres de jury

Enfin, que tous ceux qui m'ont encouragé et qui, de près ou de loin, ont participé à la réalisation de ce mémoire trouvent ici le témoignage de ma reconnaissance, je ne citerais pas de nom de crainte d'en oublier.

Ministere de l'Enseignement Supérieur

Ecole Nationale Polytechnique

Departement de Genie Mecanique

Promoteur : M. Benbraika

Etudiant : K. Benkrid

وزارة التعليم العالي
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
دائرة الهندسة الميكانيكية

الموجه : م. بن بريك

الطالب : ك. بن كريد

الموضوع : مقدمات محرك فورد البنزيني 1098 سم³ المستعمل في سنيحة التجارب TE16
المختص : إن عملنا يتلخص في تحديد مقدمات المحرك البنزيني من نوع فورد (الاستطاعة،
العزم، الاستهلاك النوعي)، وذلك حسب هريقتين، سرعة ثابتة وحمولة ثابتة.
كما قمنا بمقارنة نتائج التجارب مع سجلات هياخ المحرك.

Sujet Performances du moteur Ford 1098 cc à essence équipant le banc d'essai TE 16.

Résumé Notre projet consiste en une étude expérimentale sur le moteur FORD 1098 cc de type 2217E du banc d'essai TE 16. Notre travail a été de faire des essais respectivement à vitesse et charge constantes puis comparer les résultats obtenus avec ceux fournis par le constructeur.

Subject Performance of a 1098 cc FORD petrol engine for test bench TE16

Abstract This work consists in an experimental study of 1098 cc FORD petrol engine type 2217E on test bench TE 16. Our work is to carry our experiments with constant speed and constant load, the results will then be compared with those given by constructor.

Table des Matieres

	PAGE
Introduction.	1
Chapitre I	3
I-1 Introduction.	3
I-2 Description du banc d'essai.	3
I-2-1 Généralités.	4
I-2-2 Les différents organes du banc d'essai.	4
-1 Le moteur.	4
-2 Le Dynamometre.	5
-3 Console de commande.	5
-4 Oscilloscope.	6
-5 Reservoir d'air.	6
-6 Calorimetre des gaz d'échappement.	7
-7 Systeme de refroidissement.	7
-8 Reservoir de carburant.	8
Chapitre II	9
Critere des performances du moteur	9
II-1 Puissances	9
II-1-1 Puissance effective.	9
II-1-2 Puissance indiquée.	9
II-1-3 Puissance de friction.	10
II-2 Consommation spécifique du carburant.	10
II-3 Pression moyenne effective.	12
II-4 Rendements.	12
II-4-1 Rendement mécanique.	12
II-4-2 Rendement thermique.	13
II-4-3 Rendement volumétrique.	13
II-5 Rapport air-carburant.	14
Chapitre III	16
Etude thermodynamique	16
III-1 Processus d'admission.	17
III-1-1 Pression d'admission P_a .	17
III-1-2 Rendement volumétrique pendant l'admission.	19
III-1-3 Coefficient de pureté du fluide moteur.	19
III-1-4 température d'admission. T_a .	20
III-2 Processus de compression.	20
III-3-1 Processus de combustion.	21
III-3-2 Consommation d'air.	22
III-3-3 Gaz de combustion.	23
III-3-4 Bilan énergétique.	24

III-4	Processus de détente.	28
III-5	Processus d'échappement.	28
III-6	Volume en différents points du cycle.	29
III-7	Tableau récapitulatif.	29
III-8	Calculs théoriques des performances du moteur.	31
a-	pression moyenne indiquée.	31
b-	puissance indiquée.	32
c-	consommation du combustible.	32
d-	rendement thermique.	32
e-	consommation spécifique indiquée.	32
f-	couple indiqué.	32
g-	rendement mécanique.	32
h-	rendement effectif.	33
i-	puissance effective.	33
j-	pression moyenne effective.	33
k-	couple effectif.	33
l-	consommation spécifique effective.	33

Chapitre IV Tableaux des résultats et graphes 34

IV-1	A charge constante.	35
IV-2	Constatacion 1	42
IV-3	A vitesse constante	44
IV-4	Constatacion 2.	52
IV-5	Interpretation.	53

Chapitre V Mesures des pertes de chaleur 55

Chapitre VI Analyse des gaz d'échappement 59

VI-1	Introduction	59
VI-2	Description de l'appareil d'ORSAT	59
VI-3	Mode opératoire	60
VI-4	conclusion.	61

Conclusion Générale. 62

Bibliographie. 63

Liste des tableaux

		Page
Tableau	N°1 : fraction massique des composants de l'essence	22
"	N°2 : Coefficients spécifique à l'air et à l'essence	26
"	N°3 : recapitulatif des valeurs	29
"	N°4 : mesure à charg constante accélérateur en position 2	35
"	N°5 : " " " " " 2 1/2	36
"	N°6 : " " " " " 3	37
"	N°7 : " " " " " 4	38
"	N°8 : mesure à vitesse constante accélérateur en position 3	44
"	N°9 : " " " " " 5	45
"	N°10 : " " " " " 7	46
"	N°11 : " " " " " 10	47
"	N°12 : mesure des pertes de chaleur.	57
"	N°2' : coefficients spécifiques au CO ₂ , O ₂ , H ₂ O et N ₂ .	26

Liste des FIGURES

		Page
Figure.N° 1	Diagramme "pression / volume"	30
" .N° 2	Puissance / vitesse de rotation charge constante	39
" .N° 3	consommation spécifique charge constante	39
" .N° 4	couple à charge constante	40
" .N° 5	Rendement thermique charge constante	41
" .N° 6	Rendement Volumétrique " "	41
" .N° 7	Consommation spécifique vitesse constante	48
" .N° 8	Puissances à vitesse constante	49
" .N° 9	Couple à vitesse constante	50
" .N° 10	Rendement volumétrique à vitesse constante	51
" .N° 11	Rendement thermique à " "	51

NOMENCLATURE

Symbole	Designation	unité
P_{ef}	puissance effective	[W]
P_i	puissance indiquée	"
P_f	puissance de friction	"
C	Couple au frein	[N.m]
C_f	" de friction	"
C_{in}	" indiquée	"
η_{mec}	Rendement mécanique	-
η_{vol}	" volumique	-
η_{th}	" thermique	-
η_{ef}	" effectif	-
$\frac{p.m.e}{p.m.i}$	pression moyenne effective	[dan/cm ²]
$\frac{p.m.i}{p.o}$	" " indiquée	"
P_o	pression de l'ambiance	"
P_a	" d'admission	"
P_c	" de compression	"
T_o	température de l'ambiance	[°K]
T_a	" d'admission	"
T_c	" de compression	"
W_i	travail net fourni	[J]
$W_{c,t}$	" échangé "entre le point c et t."	"
Q_r	Chaleur de la réaction	[KJ/kg]
H_r	" de combustion	"
Q_c	" de l'eau de refroidissement	"
C_p	Chaleur spécifique de l'air	[KJ/kg.K]
Q_z	Perte de chaleur	[KJ/kg]
m_a	debit massique d'air	[kg/s]
m_g	debit massique du carburant	"
q_w	debit volumique d'eau	[l/s]
Q_f	" " du carburant	"
V_{ef}	Volume de la charge fraiche	[cc]
V_{gr}	" des gaz résiduel	"
V_h	" de la cylindrée total	"
V_{ch}	" de la chambre de combustion	"
V_s	" de la cylindrée unitaire	"
K_1	Constante du dynamometre	-
K_2	constante	-
U	Energie interne	KJ/kg
λ	excès d'air	-
C_a	Vitesse d'admission	[m/s]
N	" de rotation	[tr/min]
n	Nombre de tours	-



L	longueur du bras de levier.	
d	Alestage du cylindre.	
s	Conseil du cylindre.	
f_m	Section ^{moyenne} de la soupape.	mm ²
a	nombre de cylindre.	
Cf.s	consommation spécifique du carburant.	[l/kwh]
Pc	Pouvoir calorifique supérieur.	[J/Kg]
ρ	densité du carburant.	[Kg/lcc]
Ks	Coefficient de décharge.	
β	" de balayage.	
μ	" de volume des gaz résiduels.	
μ_a	" du débit d'admission.	
γ_a	" de la vitesse d'admission.	
γ	" de charge.	
Kp	" de pureté du fluide.	
Kd	" polytropique propre à la détente.	
Kc	" polytropique propre à la compression.	
γ	" de chaleur.	
γ_f	" d'échange de chaleur avec les parois.	
μ_t	" total de variation molaire.	
Va	rapport volumétrique d'air.	[l/s]
h ₀	différence de pression.	[mmH ₂ O]
E	taux de compression.	
ΔT	durée de la course.	s
Γ	rapport pression moyenne et pression d'admission.	
θ	" de chauffage pendant l'admission.	
μ_c	" de charge fraîche des gaz d'échappement.	
H ₂	Enthalpie des gaz d'échappement.	[KJ/Kg]
H ₃	" de l'air.	"
L _{réel}	quantité d'air réel.	[K mole / Kg comb]
L _{min}	" stœchiométrique d'air.	"
n _i	nombre de mole fraîche.	
M _c	masse molaire de l'essence.	[Kg / Kg comb]
r	fraction molaire.	
n _f	nombre de moles des gaz combustibles.	[K moles / Kg].

Introduction

C'est au XIX siècle que l'Homme a commencé à penser à la construction d'un moteur à combustion interne. Plusieurs propositions ont été émises, malheureusement sans résultats pratiques satisfaisants. En 1864 le français LENOIR a construit le premier moteur capable de produire un travail mécanique. Le carburant utilisé a été du gaz d'éclairage. Son rendement était de 4 à 5%. Ce type de moteur a été abandonné.

Au cours de la même année, l'Allemand Nikolaus OTTO a construit un autre moteur surnommé "LE PISTON VOLANT". Son rendement était de 15%. On constatera la nette amélioration. Il a fallu attendre l'année 1887 où OTTO aidé par LAGEN, créa le premier moteur contemporain à combustion interne. Pour la première fois, on appliqua le cycle de "Beau de Rochas". Le rendement était de 25%. On a remarqué que les avantages d'un tel moteur sur les machines à vapeur étaient énormes, et il fut adopté pour l'industrie, le transport...

Depuis ce jour, le moteur a connu une très grande évolution grâce au souci des constructeurs qui consistait à répondre aux besoins et aux exigences continues du marché en moyens de transports, cela en augmentant les performances du moteur

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 d'un banc d'essai qui permet une confirmation des performances et caractéristiques du moteur.

Le moteur sur lequel notre étude va se baser est un moteur FORD de type 2217E à essence de 1098cc, le travail qui nous a été demandé s'attachera à connaître les performances du dit moteur. Nous présentons notre thèse en six chapitres

Le premier chapitre est un descriptif du banc d'essai et des caractéristiques du moteur.

Le deuxième chapitre est une définition des critères des performances d'un moteur.

Une étude thermodynamique du cycle quasi-réel du moteur représentant le troisième chapitre. Elle nous permet de la comparer à celui de "Beau de Rochas".

Un quatrième chapitre permettant de confronter les résultats obtenus à quelques résultats donnés par le constructeur.

Un calcul de perte de chaleur et une analyse des gaz d'échappement font l'objet des chapitres cinq et six.

Chapitre I

I-1 INTRODUCTION

Le travail qui nous a été confié porte sur l'étude des performances du moteur FORD 2217E. Cette étude consiste à prendre en différents points les mesures de température, de pression ainsi que d'autres facteurs jouant sur la détermination des performances du moteur à partir du banc d'essai TE 16.

I-2 Description du banc d'essai TE 16

I-2-1 Généralités

Le banc d'essai est conçu pour les moteurs standards FORD à essence, PETER PJ 1600 cc Diesel, ou autres moteurs en option. Dans cette étude, on s'intéresse uniquement au premier moteur FORD. Il faut remarquer que les calculs restent valables pour les autres à part certains cas (vitesse, puissance, ...). Le banc d'essai dispose de :

- un moteur FORD 1100 cc à essence
- un dynamomètre électrique accouplé au moteur, qui sert à démarrer ce dernier. Une fois que le moteur est mis en marche, le dynamomètre devient générateur de courant.
- une console de commande portant les instruments de mesure de certains paramètres du moteur.
- un oscilloscope qui permet l'obtention des diagrammes pression en fonction du volume $P(V)$ et de l'angle $P(\theta)$.

- un réservoir d'air relié au carburateur par un tube flexible
- un système de refroidissement comportant une pompe électrique.
- un réservoir de carburant placé à un niveau supérieur du sol
- un calorimètre permettant le refroidissement des gaz d'échappement avant qu'ils soient évacués vers l'extérieur.

I-2-2 Les différents organes du banc d'essai

I-2-2-1 LE MOTEUR

Le moteur qui fait l'objet de notre étude se caractérise par

- marque FORD (essence).
- type 2217E.
- cylindrée 1098 cc.
- taux de compression constant : 8.
- course : 53,29 mm.
- alésage : 80,98 mm.
- 4 temps, 4 cylindres.
- refroidi à l'eau.

Sur la culasse se trouve un capteur de pression (piezoelectrique)
 L'ouverture du papillon du carburateur se fait à l'aide d'un bouton se trouvant sur la console marqué THROTTLE (accélérateur).
 Le moteur est relié au dynamomètre par un manchon élastique.
 La poulie du moteur est marquée d'un trait blanc sur sa circonférence pour nous permettre de repérer le P.M.H.

Le contacteur d'allumage et les jauges de pression et de températures

d'huile du moteur sont disposés à proximité du moteur thermique. Pour une vitesse de rotation de 3600 tr/mn il délivre une puissance de 22 Kw.

I-2-2-2 Dynamometre

Les caractéristiques du dynamometre sont :

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

Le dynamometre 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 dynamometre 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 dynamometre, mesure le couple de renversement de ce dernier.

I-2-2-3 Console de commande

La console est montée séparément au banc d'essai. Elle comporte les équipements nécessaires à l'ajustement de la charge et de la vitesse

Le courant de charge et la vitesse sont données par des indicateurs analogiques.

Quatre indicateurs à affichage digital donnent :

Le couple en N.m

La vitesse en tr/mn

Le temps en sec

Le nombre total de tours

Un boîtier est situé sur le côté gauche de la console pour l'alimentation en électricité.

I-2-2-4 Oscilloscope

Comme il a été déjà signalé, l'oscilloscope nous permet d'avoir les diagrammes $P = f(v)$ et $P = f(\theta)$ du moteur et ceci après un réglage minutieux du codeur.

Le codeur est fixé sur un cache de sécurité, ce dernier est fixé au moteur du côté poulie où un axe en provenance de l'intérieur du moteur, plus précisément de l'axe du vilebrequin dépasse la poulie, pour que le codeur puisse être couplé avec celui-ci.

I-2-2-5 Reservoir d'air

Le réservoir est relié au carburateur par l'intermédiaire d'un tube flexible après passage par le filtre à air, sur le réservoir se trouve un débitmètre visqueux d'eau colorée, gradué en millimètre d'eau ($\text{mm H}_2\text{O}$) donnant la différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur du réservoir.

Du côté gauche de ce dernier se trouve un orifice de décharge, de coefficient K_3 .

I-2-26 Calorimètre des gaz d'échappement

Le calorimètre est en matière métallique ; c'est un échangeur de chaleur cylindrique contenant de l'eau qui circule de haut en bas. Dans ce cylindre existe plusieurs autres cylindres de diamètre inférieurs permettant l'évacuation des gaz d'échappement. La circulation de l'eau est à contre-courant, juste à l'entrée et sortie du calorimètre se trouve deux thermomètres, sur la partie inférieure et partie supérieure du calorimètre se trouve des fils de connection au thermocouple.

Le calorimètre permet à la contribution de l'analyse des gaz d'échappement, ces derniers arrivent au calorimètre par l'intermédiaire d'une conduite métallique flexible.

I-2-27 SYSTEME de refroidissement

L'eau provenant du robinet est récupérée dans un bac, la pompe la fait monter vers le débitmètre en passant dans les conduites où se trouve un thermomètre. Une fois l'eau traverse le débitmètre, elle entre dans le moteur en passant en premier lieu par la pompe qui la fait circuler dans le bloc moteur ainsi que la culasse. Un échange de chaleur se produit, l'eau froide venant de l'extérieur gagne de la chaleur par contre celle se trouvant à l'intérieur en perd, c'est le thermomètre qui le mentionne quand l'eau quitte le moteur pour regagner une

autre fois le bac. Le surplus d'eau est évacué grâce à un orifice placé sur la partie supérieure du bac.

I-2-28 Reservoir de carburant

Le réservoir de combustible est placé sur un support en acier comprenant un réservoir de 25 litres de combustible avec jauge de niveau, un filtre et un débitmètre volumétrique à une capacité 50, 100 et 200 centimètres cubes. À l'aide d'un chronomètre on peut mesurer la durée de la consommation de 50 cc donc le débit volumétrique. La liaison réservoir carburateur est assurée par un tuyau en matière plastique transparent.

Chapitre II

CRITERES de PERFORMANCES du MOTEUR

II-1 PUISSANCES

II-1-1 Puissance effective

La puissance effective est la puissance au frein disponible au vilebrequin du moteur. Cette puissance s'obtient après lecture du couple à partir de la console, ainsi que la vitesse de rotation à partir du nombre de tours et le chronomètre. Le couple dans ce cas travaille contre l'action du frein.

$$(1) \quad P_{ef} = \frac{2\pi \cdot N}{60} C = C \cdot \omega$$

P_{ef} : puissance effective [Watt]
 C : couple [N.m]
 N : vitesse de rotation [tr/mn]

$$(2) \quad P_{ef} = \frac{N \cdot C}{K_1} \cdot \frac{2\pi L \cdot \omega^2}{60 \cdot 10^3} \quad \text{avec } N = \frac{60n}{t} \quad (3)$$

$= P_{ef} \cdot \text{coef}$
 n : nombre de tours
 t : temps en seconde

$$(4) \quad K_1 = \frac{6 \cdot 10^4}{2\pi L}$$

K_1 : constante du dynamomètre
 L : longueur du bras de levier en mm

II-1-2 PUISSANCE INDIQUEE

La puissance indiquée est la puissance correspondante au travail fourni par le moteur qui est représentée par l'aire du cycle de fonctionnement. Cette puissance est supérieure à celle effectivement disponible au vilebrequin puisqu'elle ne tient pas compte des pertes. Elle dépend de la fréquence des phases motrices. Dans un moteur à quatre temps le cycle s'effectue en deux tours complets.

$$(5) - P_i = \overline{p.m.i} \cdot V_R \cdot \frac{N}{2} \cdot \frac{1}{60}$$

P_i : puissance indiquée [Watt]

$\overline{p.m.i}$: pression moyenne indiquée [daN/cm²]

V_R : cylindrée totale [cc].

Si on l'exprime en fonction du travail net fourni W_i .

$$(6) - P_i = \frac{W_i}{0,1} \cdot \frac{N}{2} \cdot \frac{1}{60}$$

W_i : travail net fourni [Joule]

II-12 Puissance de friction

La puissance de friction représente les pertes d'énergie dues aux frottements mécaniques. Elle est, soit déduite de la différence entre la puissance indiquée et la puissance effective,

$$P_f = P_i - P_{ef}$$

• Soit calculée à partir du couple nécessaire pour faire tourner le moteur.

$$P_f = \frac{2\pi \cdot N}{60} C_f$$

P_f : puissance de friction en [Watt]

C_f : couple de " en [N.m]

II-2 Consommation spécifique du carburant

C'est l'un des critères utiles pour pouvoir apprécier le caractère économique de l'énergie délivrée. On le définit comme suit :

$$c.f.s = \frac{\text{consommation du carburant}}{\text{puissance effective}} = \frac{m_f}{P_{ef}}$$

La consommation spécifique est la masse du combustible consommée par unité de travail.

La consommation volumique du carburant est calculée :

$$(7) \quad Q_f = 3600 \frac{V_g}{t}$$

Q_f : débit volumique du combustible [l/hr]
 t : temps nécessaire
 V_g : volume.

II-3 Pression moyenne effective (1)

Cette notion ne s'applique qu'aux machines à combustion interne à capulisme dont le fonctionnement cyclique implique l'existence d'un rapport bien déterminé entre le travail produit pour un cycle et le volume de gaz théoriquement aspiré également pour un cycle.

On peut considérer le travail effectif fourni par le moteur au cours d'un cycle comme le produit du volume théoriquement aspiré en question pour une certaine pression fixe que l'on désigne précisément sous le nom de **Pression moyenne effective**. L'intérêt de la notion de pression moyenne effective est évidemment que, pour des machines fonctionnant suivant des cycles thermodynamiques identiques les pressions moyennes effectives auraient même valeur si les pertes par frottement, par chaleur perdue étaient les mêmes.

Les performances du moteur sont rapportées au facteur de pression moyenne effective due au frein.

On peut exprimer aussi la puissance sous la forme suivante :

$$(8) \quad P_{ef} = \frac{\bar{P} N V_g}{6 \cdot 10^4 K_2}$$

- \bar{p} : pression moyenne effective au frein [KN/cm²]
 V_b : cylindrée du moteur [litre]
 K_2 : constante égale à $\begin{cases} 1 : & \text{pour un moteur 2 temps.} \\ 2 : & \text{" " 4 temps.} \end{cases}$

d'autre part la cylindrée du moteur est donnée par:

$$(9) V_b = \frac{\pi d^2 s a}{4 \cdot 10^6}$$

d : alesage du cylindre ----- [mm]

s : Course du piston ----- [mm]

a nombre de cylindres.

de (8) on peut tirer

$$(10) \bar{p} = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot K_2}{N \cdot V_b} P_{ef}$$

En regroupant les equations (2) et (8) s'obtient:

$$\bar{p} = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot K_2}{V_b \cdot K_1} C$$

-12-

$$\bar{p} = 11,44 C \quad [KN/m^2]$$

II-4 Rendements

II-4-1 Rendement mecanique (2)

Les pertes mecaniques dues aux frottement dans les conduites, friction piston cylindre, pompe de lubrification, pompe à eau font que la puissance recueillie sur l'arbre soit inferieure a la puissance indiquée d'ou la notion de rendement mecanique.

$$\eta_{mec} = \frac{\text{Puissance effective}}{\text{Puissance indique}} = \frac{P_{ef}}{P_i}$$

Au passage on tient à signaler les quatre méthodes

de calcul des pertes (propres à notre banc d'essai)⁹ sont prises :

- à partir de la mesure de la puissance effective du moteur sans allumage.
- à partir du diagramme $P = f(V)$.
- à partir de l'extrapolation de la ligne de Williams.
- à partir des essais de morse.

121

II-4-2 Rendement thermique

On considère les performances du moteur en terme de consommation spécifique de carburant, donc il est préférable de l'exprimer en terme de rendement thermique qui, physiquement représente la proportion de chaleur dégagée par la combustion qui se transforme en travail utile.

$$\eta_{th} = \frac{\text{Puissance effective}}{\text{Puissance fournie}} = \frac{P_{ef}}{Q_f \cdot \rho_f \cdot P_c^i}$$

P_c^i : pouvoir calorifique inférieur (10400 cal/g)

ρ_f : densité du carburant (0,75 kg/l)

Tout calcul fait, on aboutit à :

$$\eta_{th} = \frac{0,1146}{Q_f} \quad (11)$$

II-4-3 Rendement volumétrique

Le moteur n'aspire pas une pleine charge d'air à chaque course d'admission et il convient de définir le rendement volumétrique comme suit :

$$\eta_{vol} = \frac{\text{charge d'air admise réellement}}{\text{charge d'air idéale que peut contenir le cylindre}}$$

Dans notre cas et d'après le constructeur

$$\eta_{vol} = \frac{60 \cdot K_2 \cdot V_a}{N \cdot V_s}$$

avec $V_a = 10^{-3} \frac{\pi D^2 K_3}{4} \cdot 237,3 \sqrt{\frac{h_0 T_0}{10^3 P_0}}$

V_a : rapport volumétrique d'air dans les conditions ambiante (l/s).

T_0 : température de l'ambiance (K)

P_0 : pression de l'ambiance (KN/m^2).

D : diamètre de l'alésage (mm).

h_0 : différence de pression (cm H_2O)

K_3 : coefficient de décharge

Tout calcul fait :

$$V_a = 0,003536 D^2 \sqrt{\frac{h_0 T_0}{P_0}} \quad (12)$$

$$\eta_{vol} = \frac{60 K_2}{N V_s} \cdot 0,003536 D^2 \sqrt{\frac{h_0 T_0}{P_0}} \quad (13)$$

II-5 Rapport air-carburant

Une combustion est dite complète. La combustion est dite complète si le rapport du débit d'air massique par le débit massique de carburant est de l'ordre de 15:1.

$$L = \frac{m_a}{m_f} \quad (14)$$

m_a : débit massique d'air

Ce rapport nous permet d'avoir la nature de la combustion

Remarque :

La consommation spécifique est calculée d'après la masse consommée, plutôt que d'après le volume consommé car la plupart des combustibles pour les moteurs à combustion interne ont un fort coefficient de dilatation et puisque, de toute manière une masse de combustible donnée représente une quantité d'énergie potentielle bien déterminée, (tandis qu'un volume donné correspondrait à une quantité d'énergie variable en fonction de la température). [1]

Caapitre III

ETUDE THERMODYNAMIQUE (3)

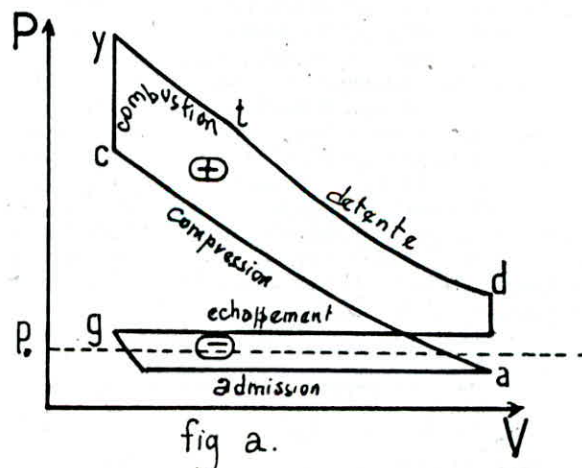
Pour que nous puissions faire une étude convenable sur les performances du moteur, il est indispensable de faire une étude thermodynamique sur le cycle.

Cette étude est basée sur le calcul de pression, de température ainsi que le volume pour différents points du cycle.

On essayera d'avoir ou plus précisément d'approcher le cycle de "Beau de Rochas". Pour cela on supposera certaines hypothèses :

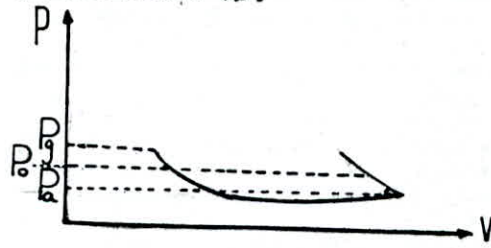
- le processus irréversible.
- Il n'y a pas d'échange de chaleur avec l'extérieur.
- La substance évoluant est un gaz parfait.
- La Compression et la détente sont des transformations polytropiques
- Nature chimique du fluide moteur change instantanément par combustion en fin de compression.
- On considère les ouvertures des soupapes aux points morts.
- On suppose que la détente des gaz résiduels en début d'admission, et que la charge fraîche se chauffe dans le collecteur d'admission.

cycle de
"Beau de Rochas"



III-1 Processus d'admission.

III-1-1 Pression d'admission P_a .



a/ Volume occupé par la charge fraîche

$$V_{cf} = V_a \cdot V_{gr}$$

avec $V_{gr} = f \mu V_c$

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

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

f : Coefficient de balayage

$$V_{cf} = V_h \left(\frac{V_c}{V_h} - f \mu \frac{V_c}{V_h} \right)$$

$$V_{cf} = V_h \left(\frac{\epsilon - f \mu}{\epsilon - 1} \right) \quad (15)$$

V_h : cylindrée unitaire [cc]

V_a : rapport volumétrique d'air. [cc].

ϵ : taux de compression égal à 8

b/ Equation de continuité.

$$Q = \mu_a \varphi_a c_a f_m = \frac{V_{cf}}{\Delta T} \quad (16)$$

μ_a : Coefficient du débit d'admission

φ_a : Coefficient de la vitesse d'admission

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

ΔT : durée de la course, $\Delta T = \frac{30}{N}$

f_m : section moyenne de la soupape.

En général :

$$\begin{aligned} Ma_{Pa} &\in [0,7 - 0,92] \\ f_m/v_R &\in [0,7 - 1,3] \quad (1/m) \end{aligned}$$

c/Equation de l'énergie entre milieu ambiant et entrée du cylindre.

$$\left| \frac{C_a^2}{2} + \frac{K}{K-1} \frac{\Gamma Pa}{\rho_a} = \frac{K}{K-1} \frac{P_0}{\rho_0} \right. \quad (17)$$

$$P_m = \Gamma P_a \quad \rightarrow \quad \Gamma = P_m/P_a$$

Γ rapport entre pression moyenne qui règne dans le cylindre et pression d'admission

En combinant les équations (15), (16) et (17)

$$(18) \quad \left[P_a = \frac{P_0}{\Gamma} \left\{ 1 - \frac{[N(\epsilon - \rho\mu) / (\epsilon - 1)]^2}{(30)^2 \frac{2K}{K-1} \frac{P_0}{\rho_0} (Ma_{Pa})^2 (f_m/v_R)^2} \right\} \right]$$

Pour le calcul de cette pression on prend :

$$\begin{aligned} \epsilon &= 8 \\ \rho &= 1 \\ \mu &= 0,5 \\ \Gamma &= 0,98 \\ P_0 &= 1,0126 \text{ dan/cm}^2 \\ K &= 1,4 \\ Ma_{Pa} &= 0,9 \\ f_m/v_R &= 1,1 \\ N &= 2200 \text{ tu/mn} \\ \frac{30^2 \cdot 2K}{K-1} \frac{P_0}{\rho_0} &= 520 \cdot 10^6 \text{ wt/s}^2 \end{aligned}$$

Finalement on aboutit à

$$\boxed{P_a = 0,963 \text{ dan/cm}^2}$$

III-12 Rendement volumétrique pendant l'admission

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 :

$$(19) \quad \eta_{\text{vol}} = \frac{\gamma}{\theta} \frac{1}{(\epsilon-1)K} \frac{P_a}{P_0} \left[\epsilon + (K-1)(\epsilon-1) - \frac{P_{gr}}{P_a} \right]$$

γ : coefficient de charge supplémentaire

$$\gamma \in [1,1 - 1,25]$$

θ : rapport de chauffage pendant l'admission.

$$\theta = \frac{\Delta T + T_0}{T_0}$$

$$\Delta T \in [10 - 20] \text{ K}$$

$$\theta \in [1,05 - 1,15]$$

P_{gr} : pression des gaz résiduels

$$P_{gr} \in [1,05 - 1,15]$$

Pour le calcul on prend :

$$\gamma = 1,1$$

$$\theta = 1,13$$

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

$$T_0 = 295,3 \text{ K}$$

$$\eta_{\text{vol}} = 0,91$$

III-13 Coefficient de pureté du fluide moteur

C'est le rapport d'une mole de charge fraîche admise dans le cylindre sur le nombre de moles total dans le cylindre à la fin d'admission (charge fraîche + gaz résiduels) donné par :

$$(20) \quad K_p = \frac{1}{1 + \rho \frac{P_{gr}}{P_0} \frac{T_0}{T_{gr}} \frac{1}{\eta_{vol}} (\epsilon - 1)}$$

K_p : coefficient de pureté.
 $K_p \in [0,95 - 0,97]$

T_{gr} : température des gaz résiduels
 $T_{gr} \in [600 - 900]$ on prend $T_{gr} = 800 \text{ K}$

d'où on trouve :

$$\underline{K_p = 0,96.}$$

III-1-4 Température d'admission

La température T_a est donnée par l'expression suivante :

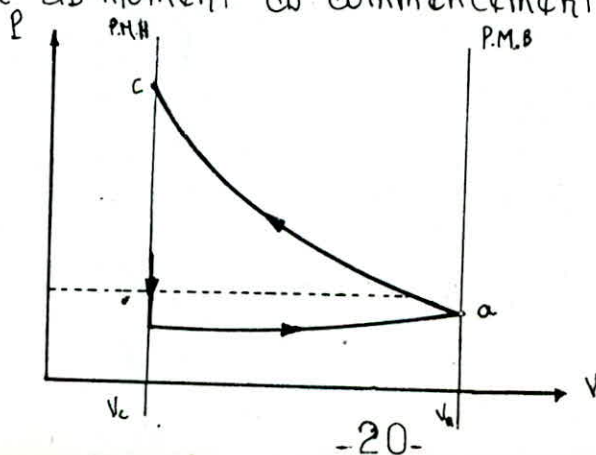
$$(21) \quad T_a = T_0 \frac{P_a \epsilon}{P_0 (\epsilon - 1)} \frac{1}{\eta_{vol} \left(\frac{1}{\gamma} + \frac{1}{K_p} - 1 \right)}$$

$$\underline{T_a = 370,96 \text{ K.}}$$

III-2 Processus de compression

Dans la compression il ya échange de chaleur avec l'extérieur.

La compression commence à la fermeture de la soupape d'admission et se termine au moment du commencement de la combustion.



C'est une transformation polytropique dont l'exposant K_c
 $K_c \in [1,32 - 1,38]$

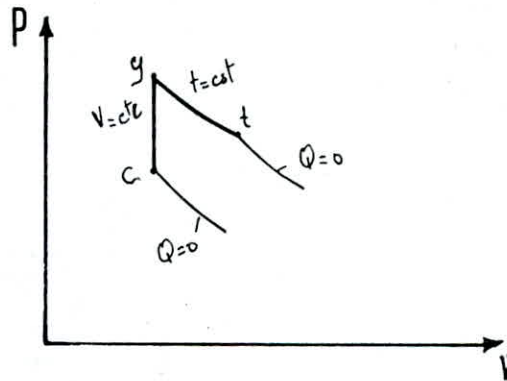
$$P_c V_c^{K_c} = P_a V_a^{K_c} \quad \rightarrow \quad P_c = P_a \varepsilon^{K_c}$$

$$\frac{T_c}{T_a} = \left(\frac{P_c}{P_a} \right)^{\frac{K_c-1}{K_c}} \quad \rightarrow \quad T_c = T_a \varepsilon^{\frac{K_c-1}{K_c}}$$

$K_c = 1,35$ donc

$P_c = 15,95 \text{ daN/cm}^2$
$T_c = 636,01 \text{ K}$

III-3-1 Processus de combustion



La combustion est une réaction exothermique.

La combustion a lieu instantanément au point c ensuite il ya uniquement dégagement de chaleur. Le phénomène de propagation de la flamme est extrêmement complexe. Les premières combustions, ont provoqué une élévation de température et de pression or ces éléments entraînent une variation continuellement croissante de la vitesse de combustion qui peut être modifiée avec l'état cinétique du mélange gazeux c'est à dire la turbulence.

Vers la fin de la combustion, ce Hz vitesse est telle que les gaz non encore brûlés "explosent" instantanément, c'est le phénomène de détonation (4)

III-3-2 Consommation d'air

Soit λ l'excès d'air, comme le rapport entre la quantité réelle d'air utilisé à la quantité stoechiométrique nécessaire pour la combustion :

$$(22) \quad L_{\text{réel}} = \lambda L_{\text{min}}$$

En général :

$$\lambda \in [1,15 - 1,70] \quad \text{soit } \lambda = \underline{1,20}$$

$$L_{\text{min}} = \frac{2,67c + 8h - o}{0,23}$$

où c, h et o sont les pourcentages des différents composants de l'essence.

ELEMENTS	c	h	o
$\frac{\text{Kg de l'élément}}{\text{Kg combu}}$	0,854	0,142	0,004

Tableau N°1

d'où $L_{\text{min}} = 14,84 \quad \text{Kg air / Kg combust.}$
 $L_{\text{min}} = 0,5225 \quad \text{Kmoles / Kg combust.}$

$$L_{\text{réel}} = 0,627 \quad \text{K mole / Kg comb.}$$

— Nombre de moles de la charge fraîche admise dans le cylindre à la fermeture de la soupape d'admission.

$$(23) \quad \left\| n_i = L_{\text{réel}} + \frac{1}{M_c}$$

M_c : étant la masse molaire de l'essence

$$M_c = 114 \quad \text{Kg / K mole}$$

$$\text{d'où } \left\| n_i = \underline{0,6358 \quad \text{K mole / Kg comb.}}$$

— Fractions molaires des composants du mélange air-carbustible

La composition du mélange air-carbustible est formée d'essence, d'air et des gaz résiduels. Les fractions molaires des constituants sont données par l'expression suivante :

$$(24) \quad r_{\text{air}} = \frac{L_{\text{reel}}}{L_{\text{reel}} + \frac{1}{M_c}} = \frac{L_{\text{reel}}}{n_i} = 0,986$$

$$r_{\text{essence}} = \frac{1/M_c}{L_{\text{reel}} + 1/M_c} = \frac{1/M_c}{n_i} = 0,0138$$

$$r_{\text{gaz resid.}} = \frac{\tau}{1 + \tau} \quad \text{avec} \quad \tau = \frac{1}{K_p} - 1$$

$$= 1 - K_p = 0,04$$

III-3-3 Gaz de combustion

Pour une combustion complète les gaz d'échappement sont composés de CO_2 , H_2O , N_2 et O_2 .

* Nombre de moles du gaz de combustion.

$$(25) \quad n_g = n_{\text{CO}_2} + n_{\text{H}_2\text{O}} + n_{\text{O}_2} + n_{\text{N}_2}$$

où n_{CO_2} , $n_{\text{H}_2\text{O}}$, n_{O_2} et n_{N_2} sont les constituants des gaz de combustion ils sont données par les expressions suivantes :

$$(26) \quad n_{\text{CO}_2} = C/12$$

$$n_{\text{O}_2} = 0,21 (d-1) L_{\text{min}}$$

$$n_{\text{N}_2} = 0,79 d L_{\text{min}}$$

$$n_{\text{H}_2\text{O}} = H/2$$

$$\text{d'où : } n_g = C/12 + H/2 (d-0,21) L_{\text{min}}$$

$$n_g = 0,6594 \quad \text{Kmoles / Kg combust.}$$

— Fractions molaires des composants des gaz de combustion

$$\begin{aligned}
 r_{CO_2} &= \frac{n_{CO_2}}{n_f} = 0,108 \\
 r_{O_2} &= \frac{n_{O_2}}{n_f} = 0,033 \\
 r_{N_2} &= \frac{n_{N_2}}{n_f} = 0,751 \\
 r_{H_2O} &= \frac{n_{H_2O}}{n_f} = 0,108
 \end{aligned}
 \tag{27}$$

III-3-4. Bilan énergétique de combustion

Le bilan énergétique du point "c" et du point "t" s'établit comme suit:

$$(28) \quad Q_r = \Delta U_{c-t} + W_{c-t} + Q_{p\ c-t}$$

où : Q_r est la chaleur de réaction chimique.
pour $d > 1 \rightarrow Q_r = P_c^i$

ΔU_{c-t} : Variation d'énergie interne de "c" à "t".

W_{c-t} : travail échangé.

$Q_{p\ c-t}$: Chaleur échangée avec les parois.

on a : $Q_r = P_c^i = 10400 \text{ kcal/kg.}$

- $\Delta U_{c-t} = \Delta U_{c-y} + \Delta U_{y-t} = \Delta U_{c-y}$
car la transformation (y-t) est isotherme et par conséquent $\Delta U_{y-t} = 0$

- $W_{c-t} = W_{c-y} + W_{y-t} = W_{y-t}$
car la transformation (c-y) est ^{isochore} isotherme et par conséquent $W_{c-y} = 0$

L'introduction des coefficients d'échange et d'utilisation de chaleur nous permettent d'établir les équations suivantes

$$(29) \quad W_{y-t} = \gamma \cdot \gamma_t \cdot P_c^i$$

η : coefficient d'utilisation de chaleur

η_t : coefficient d'échange de chaleur avec les parois

$$\eta = 0,88$$

$$\eta_t = 0,275$$

de même :

$$\Delta U_{c-y} = \eta P_c^i (1 - \eta_t)$$

d'où $Q_{p-c-t} = -\eta P_c^i + P_c^i = P_c^i (1 - \eta)$

soit μ_t : coefficient total de variation molaire
donnée par :

$$(30) \quad \mu_t = \frac{\mu_c + \tau}{1 + \tau}$$

μ_c : étant le rapport de charge fraîche des gaz d'échappement

$$(31) \quad \mu_c = \frac{\eta_f}{\eta_i} = 1,037$$

donc $\mu_t = 1,036$

En définitive, l'équation du bilan d'énergie s'écrira
comme suit :

$$(32) \quad \frac{\eta P_c^i (1 - \eta_t)}{\eta_f (1 + \tau)} + (U_c - U_r) = \mu_t (U_y - U_r)$$

U_r : énergie interne correspondant à la température de
référence $T_r = 500 \text{ K}$

la variation d'énergie interne est donnée par :

$$(33) \quad U_c - U_r = A(T_c - T_r) + \frac{B}{2} (T_c^2 - T_r^2) + \frac{C}{3} (T_c^3 - T_r^3) + \frac{D}{4} (T_c^4 - T_r^4) + \frac{E}{5} (T_c^5 - T_r^5)$$

avec

$$A = a_{\text{air}} r_{\text{air}} + a_{\text{ess}} r_{\text{ess}}$$

$$B = b_{\text{air}} r_{\text{air}} + b_{\text{ess}} r_{\text{ess}}$$

$$C = c_{\text{air}} r_{\text{air}} + c_{\text{ess}} r_{\text{ess}}$$

$$D = d_{\text{air}} r_{\text{air}} + d_{\text{ess}} r_{\text{ess}}$$

$$E = e_{\text{air}} r_{\text{air}} + e_{\text{ess}} r_{\text{ess}}$$

les coefficients d'air e_{air} sont donnés dans le (X) tableau suivant

	-a	b 10 ³	c 10 ⁻⁶	d 10 ⁻⁹	e 10 ⁻¹²
air	4,195	-0,373	2,272	-0,912	0
essence	5,485	148,0	-51,5	0	0

Tableau 2

on obtient :

$$\begin{aligned} A &= 4,213 \\ B &= 1,734 \cdot 10^{-3} \\ C &= 1,950 \cdot 10^{-6} \\ D &= 0,899 \cdot 10^{-9} \\ E &= 0 \end{aligned}$$

En remplaçant les coefficients par leur valeurs dans l'équation (33) on obtient :

$$U_c - U_r = 1272,544$$

La variation d'énergie interne $U_y - U_r$ est donnée par

$$(34) \quad U_y - U_r = F(T_y - T_r) + G/2(T_y^2 - T_r^2) + H/3(T_y^3 - T_r^3) + I/4(T_y^4 - T_r^4) + J/5(T_y^5 - T_r^5)$$

avec

$$F = a_{CO_2} r_{CO_2} + a_{O_2} r_{O_2} + a_{H_2O} r_{H_2O} + a_{N_2} r_{N_2}$$

$$G = b_{CO_2} r_{CO_2} + b_{O_2} r_{O_2} + b_{H_2O} r_{H_2O} + b_{N_2} r_{N_2}$$

$$H = c_{CO_2} r_{CO_2} + c_{O_2} r_{O_2} + c_{H_2O} r_{H_2O} + c_{N_2} r_{N_2}$$

$$I = d_{CO_2} r_{CO_2} + d_{O_2} r_{O_2} + d_{H_2O} r_{H_2O} + d_{N_2} r_{N_2}$$

$$J = e_{CO_2} r_{CO_2} + e_{O_2} r_{O_2} + e_{H_2O} r_{H_2O} + e_{N_2} r_{N_2}$$

Les coefficients a_{O_2}, \dots, e_{N_2} sont donnés dans le tableau suivant :

	a	b 10 ³	c 10 ⁻⁶	d 10 ⁻⁹	e 10 ⁻¹²
CO ₂	3,114	15,012	-9,848	2,952	0,324
O ₂	4,181	3,353	-1,480	0,242	0
H ₂ O	5,809	-0,218	4,388	-3,495	2,077
N ₂	3,790	3,249	-1,204	0,162	0

Tout calcul fait on obtient

$$F = 3,951$$

$$G = 4,169 \cdot 10^{-3}$$

$$H = -1,55 \cdot 10^{-6}$$

$$I = 0,055 \cdot 10^{-9}$$

$$J = 0,268 \cdot 10^{-12}$$

En remplaçant les coefficients par leurs valeurs dans l'équation (34) on obtient :

$$U_y - U_r = 3,951 (T_y - 500) + \frac{4,169 \cdot 10^{-3}}{2} (T_y^2 - 500^2) - \frac{1,55}{3} 10^{-6} (T_y^3 - 500^3) + \frac{0,055}{4} 10^{-9} (T_y^4 - 500^4) + \frac{0,268}{5} 10^{-12} (T_y^5 - 500^5)$$

Pour déterminer la température T_y il suffit de remplacer les expressions de $U_c - U_r$ et de $U_y - U_r$ de l'équation (32) du bilan énergétique, on obtient une équation du 5^{eu} degré à une seule inconnue T_y .

$$3,951 (T_y - 500) + 4,169 \frac{10^{-3}}{2} (T_y^2 - 500^2) - \frac{1,55}{3} 10^{-6} (T_y^3 - 500^3) + \frac{0,055}{4} 10^{-9} (T_y^4 - 500^4) + \frac{0,268}{5} 10^{-12} (T_y^5 - 500^5) - 13333,285 = 0 \quad (35)$$

Par itérations successives de l'équation (35) on tire la valeur de T_y :

$$\boxed{T_y = 1933 \text{ K}}$$

La pression au point 'y' est donnée par la relation suivante :

$$P_y = \mu_r P_c T_y / T_c$$

d'où

$$\boxed{P_y = 50,52 \text{ daN/cm}^2}$$

— Paramètre d'état en "t".

La transformation (y-t) est isothermique. Utilisons la relation $P.V = \text{cte}$ pour déterminer la pression au point "t", on obtient alors :

$$\begin{aligned} P_t V_t &= P_y V_y \\ \left| P_t &= P_y / \delta_t \quad \text{avec } \delta_t = V_y / V_t \quad (36) \end{aligned}$$

δ_t étant le rapport volumétrique qui a pour expression

$$\left| \delta_t = \exp \left(\gamma \cdot \gamma_t \cdot P_t / 1,986 n_y T_y \right)$$

avec $n_y = n_i (\mu + 2)$ (37)

$$\left| n_y = 0,6358 (1,037 + 0,0417)$$

$$\left| \underline{n_y = 0,6858.}$$

$$\left| \delta_t = \exp \left(0,88 \cdot 0,275 \cdot 10400 / 1,986 \cdot 0,6858 \cdot 1933 \right)$$

$$\left| \underline{\delta_t = 2,6.}$$

Il s'ensuit que :

$$P_t = 19,31 \text{ daN/cm}^2.$$

III-4 Processus de détente

La transformation t-d est une détente polytropicque d'exposant K_d . K_d varie de 1,25 à 1,35.

soit $K_d = 1,30$

$$\left\| \begin{aligned} P_d &= P_t \left(\delta_t / \epsilon \right)^{K_d} = 4,48 \text{ daN/cm}^2 \\ T_d &= T_t \left(\delta_t / \epsilon \right)^{K_d - 1} = 1379,74 \text{ K} \end{aligned} \right.$$

III-5 Processus d'échappement

l'échappement est une transformation isobare.

En général : $P_{gr} \in [1,05 - 1,15]$ on prend : $\left| P_{gr} = 1,15 \text{ daN/cm}^2 \right.$
 $T_{gr} \in [600 - 900]$ $\left| T_{gr} = 800 \text{ K.} \right.$

III-6 Volume en différents points du cycle

Volume de la chambre de combustion V_{ch}

$$\varepsilon = \frac{V_s + V_{ch}}{V_{ch}} \rightarrow V_{ch} = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} = 156,86 \text{ cc.}$$

$$V_a = \varepsilon V_{ch} = 1254,88 \text{ cc}$$

$$V_c = V_{ch} = 156,86 \text{ cc}$$

$$V_t = \delta_t \delta_p V_c = \delta_p \delta_t \frac{V_R}{\varepsilon - 1} = 554,59 \text{ cc}$$

$$V_y = V_{ch} = 156,86 \text{ cc}$$

$$V_e = \delta_t V_y = 407,84 \text{ cc}$$

III-7 Tableau récapitulatif

	a	c	y	t	d	g
P [dan/cm ²]	0,963	15,95	50,22	19,31	4,48	1,15
T [K]	370,96	636,01	1933	1933	1379	800
V [cc]	1254,88	156,86	156,86	554,59	1254,88	156,86

Tableau_3.

Diagramme Pression-Volume
Cycle de "Beau de Rochas"

fig:1

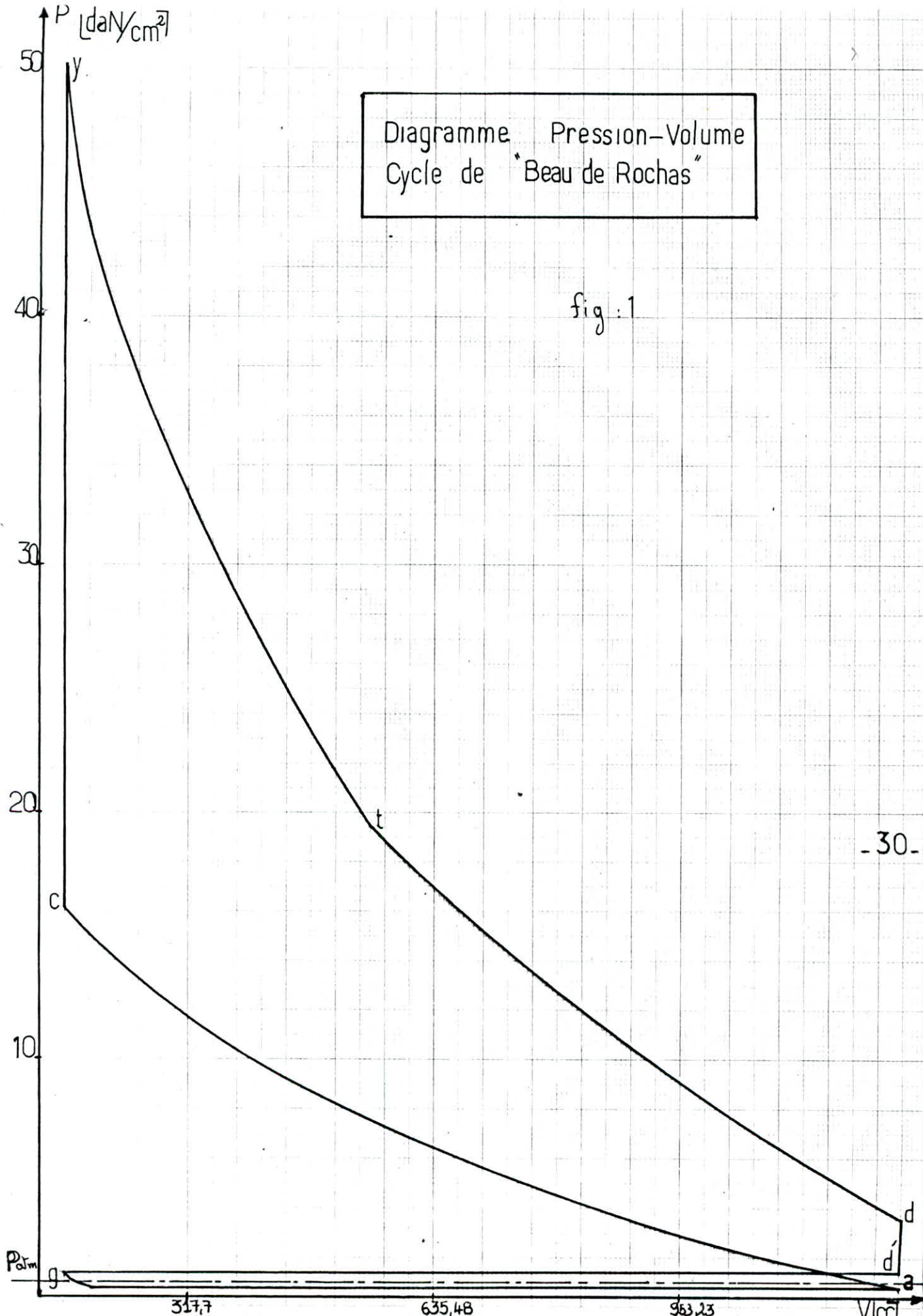


Diagramme $P=f(V)$

Cycle quasi-réel

- g-a : aspiration à pression constante P_a .
- a-c : compression polytropique d'exposant k_c
donc $PV^{k_c} = P_a V_a^{k_c}$
- c-y : transformation isochore apport de chaleur
- y-t : transformation isotherme, perte de chaleur.
- t-d : détente polytropique.
- d-d' : détente à volume constante.
- d'-y : transformation isobarique, échappement.

III-8 Calcul théorique des performances du moteur

a/ Pression moyenne indiquée

la pression moyenne indiquée peut être déterminée de deux manières :

— Analytiquement

$$P_{mi} = \frac{P_a \varepsilon^{k_c}}{\varepsilon - 1} \left\{ \frac{P_y}{P_c} \ln \delta_t + \frac{P_y}{P_c} \frac{1}{k_d - 1} \left[1 - \left(\frac{\delta_t}{\varepsilon} \right)^{k_d - 1} \right] - \frac{1}{k_c - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k_c - 1}} \right) \right\}$$

Tout calcul fait, on trouve :

$$P_{mi} = 10,28 \text{ dan/cm}^2$$

— Graphiquement

A partir du diagramme $P=f(V)$.

$$P_{mi} = \frac{\int_{a'}^{a} P \, dV}{V_{ac}}$$

b/ Puissance indiquée

La puissance indiquée s'exprime par :

$$P_i = \frac{p_{mi} V_h i N}{60 K_2}$$

$$P_i = 15,05 \text{ kW}$$

c/ Consommation du combustible

La consommation du combustible s'exprime par

$$\dot{m}_c = 30 \frac{V_h a p_0 N}{n_i R T_0} \eta_v$$

$$\dot{m}_c = 2,0348 \text{ kg/h}$$

d/ Rendement thermique

L'expression du rendement thermique s'exprime par

$$\eta_{th} = 1,987 \frac{p_{mi} \cdot n_i \cdot T_0}{p_0 p_e' \eta_v}$$

$$\eta_{th} = 0,40$$

e/ Consommation spécifique indiquée

La consommation spécifique indiquée s'exprime par

$$\text{c.s.f.i} = \frac{\dot{m}_c}{P_e} = \frac{632}{n_i \cdot P_e'}$$

$$\text{c.s.f.i} = 0,096 \frac{\text{t}}{\text{kWh}}$$

f/ Couple indiqué

L'expression du couple indiqué s'exprime par

$$C_i = 736 \frac{P_i}{N}$$

$$C_i = 3,077 \text{ kNm}$$

g/ Rendement mécanique

En pratique le rendement mécanique se situe entre 0,75 et 0,85 on prend

$$\eta_{mec} = 0,80$$

h/ Rendement effectif.

L'expression du rendement effectif s'exprime par

$$\eta_{ef} = \eta_{mec} \cdot \eta_{th} = 0,8 \cdot 0,4$$

$$\eta_{ef} = 0,32$$

i/ Puissance effective.

L'expression de la puissance effective s'exprime par

$$P_{ef} = \eta_{mec} \cdot P_i = 0,8 \cdot 15,05$$

$$P_{ef} = 12,04 \text{ kW}$$

j/ Pression moyenne effective.

L'expression de la pression moyenne effective s'exprime

par :

$$p.m.e = \frac{1,2 P_e}{N \cdot V_h} = \frac{1,2 \cdot 12,04}{3600 \cdot 1,1}$$

$$p.m.e = 3,04 \text{ bars}$$

k/ Couple effectif.

L'expression du couple effectif s'exprime par

$$C_{ef} = \eta_{mec} C_i = 0,8 \cdot 3,077$$

$$C_{ef} = 2,46 \text{ kN.m}$$

l/ Consommation spécifique effective.

L'expression de la consommation spécifique effective

s'exprime par :

$$c.s.e = \frac{c.s.f.i}{\eta_{mec}} = \frac{0,096}{0,8}$$

$$c.s.e = 0,12 \text{ l/kWh}$$

TABLEAUX
des
RESULTATS
et
GRAPHERS

DATE: 07 mai 1988 | Barometre: 759,7 mm HG | Temp. Air: 22 °C | Volts: 380/3/50 Hz | S2/41
 Moteur: FORD 2217E | Alés. 80,98 mm | Course: 53,29 mm | Cylin. 1698 cc | Nbre. Cylin 4 | Carbu. Essence | Huile SA
 Puissa. kW $\frac{Nm \cdot Tr/min}{9549,29}$ | p.m.e = 11,44 x Nm $\frac{1}{m^2}$ | Carb: Litre/hr = 180/t | Diam. Orif 43,85 | Reser. d'air 69/170 m

tachy tr/min	COMPTEUR			Couple N.m	Puissa. kW	P.M.E kN/m	t _{50cc} moy 50cc sec	Carburant		Rendements		AIR		Charge Amps	HUILE	
	Tours	Temps	tr/min					lit/hr	C.F.S. 1/2 hr	Volum.	Therm.	mm H ₂ O	L/s		°C	Bar
1030	584	34,1	1028	44,1	4,75	504,95	75,07	2,40	0,50	0,68	0,23	3	6,38	34	60	2,7
1685	995	35,3	1691	43,4	7,69	496,93	48,52	3,71	0,48	0,58	0,24	6	9,02	32,5	68	2,8
1890	541	17,2	1887	40,7	8,04	466,02	45,03	4,00	0,50	0,54	0,23	6,5	9,39	30	75	2,9
2259	823	21,9	2255	34,6	8,17	396,4	41,73	4,31	0,53	0,5	0,22	7,75	10,26	25	82	3
2485	620	15,6	2485	32	8,33	366,4	43,0	4,19	0,50	0,45	0,23	8	10,42	22,5	92	2,9
2585	2313	53,7	2584	28,5	7,71	326,33	48,39	3,72	0,48	0,45	0,24	8,25	10,58	20	97	2,9
3000	2260	45,2	3000	22,4	7,04	256,48	43,23	4,16	0,59	0,39	0,19	8,5	10,74	15	99	3
3200	2393	44,9	3196	19,9	6,66	227,86	42,71	4,21	0,63	0,38	0,18	9	11,05	12,5	102	3
3505	2159	37	3501	16,5	6,05	188,93	42,35	4,25	0,70	0,35	0,16	9	11,05	10	105	3,1

Tableau N°4

accélérateur en position 2

charge CONSTANTE

DATE: 07 mai 1988 | Barometre: 759,7 mmHG | Temp. Air: 22 C | Volts. 380/3/50 hz | S2741
 Moteur: FORD 2217E | Ales. 80,98 mm | Course: 53,29 mm | Cylin. 1098 cc | Nbre. Cylin 4 | Carbu. Essence | Huile SA
 Puissa. kW = $\frac{Nm \cdot Tr/min}{9549,29}$ | p.m.e = 11,44 x Nm . kV/m² | Carb: Litre/hr = 180/t | Diam. Orif 43,85 | Reser. d'air 69/170 m

achy tr/min	COMPTEUR			Couple N.m	Puissa. kW	P.M.E kV/m	t _{50cc} moy sec	Carburant		Rendements		AIR		Charge Amps	HUILE	
	Tours	Temps	tr/min					lit/hr	C.F.S 1/kwhr	Volum.	Therm.	mmH ₂ O	L/s		°C	Bar
1028	848	49,6	1026	50,1	5,38	573,65	64,09	2,81	0,52	0,71	0,22	3,25	6,64	37,5	100	2,1
2178	1727	47,5	2182	46,9	10,72	537,01	38,05	4,73	0,44	0,60	0,26	10,5	11,94	35	95	3
2412	907	22,6	2408	44,2	11,15	506,09	35,91	5,01	0,45	0,58	0,25	12	12,76	32,5	96	3
2625	1679	38,3	2630	41,1	11,32	470,6	34,58	5,21	0,46	0,55	0,25	13	13,28	30	99	3
2843	3362	70,7	2853	38,1	11,38	436,25	33,70	5,34	0,47	0,53	0,24	14,25	13,91	27,5	102	3
2788	1775	38,2	2788	34,6	10,10	396,17	38,21	4,71	0,47	0,60	0,24	15	14,27	25	105	3
3185	2516	47,2	3178	28,3	9,42	324,04	36,86	4,88	0,52	0,50	0,22	15,75	14,62	20	106	3
3475	2489	43,0	3473	25,7	9,35	294,27	35,78	5,03	0,54	0,48	0,21	16,25	14,85	17,5	106	3
3722	3395	54,8	3717	23,3	9,07	266,79	35,06	5,13	0,57	0,45	0,20	17	15,19	15	110	3

Tableau N°5

accélérateur en position 2,5

charge: CONSTANTE

DATE : 07 mai 1988 | Barometre : 759,7 mmHG | Temp. Air : 22 C | Volts : 380/3/50 hz | S2741
 Moteur : FORD 2217E | Ales. 80,98 mm | Course : 53,29 mm | Cylin. 1098 cc | Nbre Cylin 4 | Carbu. Essence | Huile SAF
 Puissa. kW = $\frac{Rpm \cdot Tr/min}{9549,29}$ | p.m.e = 11,44 x Nm . kN/m² | Carb: Litre/hr = 180/t | Diam. Orif 43,85 | Reser. d'air 69/170 m³

tachy tr/min	COMPTEUR			Couple N.m	Puissa. kW	P.M.E kN/m ²	t _{50cc} moy sec	Carburant		Rendements		AIR		Charge Amps	HUILE	
	Tours	Temps s	tr/min					lit/hr	C.F.S l/kwhr	Volum.	Therm.	mmH ₂ O	L/s		°C	Bar
1480	896	36,2	1485	51,8	8,06	593,11	50,08	3,59	0,45	0,71	0,25	17	9,71	40	106	2,6
2560	2159	50,4	2570	47	12,65	538,15	32,68	5,51	0,44	0,92	0,26	35	21,7	35	102	2,9
2824	1574	33,4	2828	44,1	13,06	504,95	31,20	5,77	0,44	0,60	0,26	18	15,56	32,5	104	3,2
3094	2595	50,3	3095	41,1	13,32	470,6	30,06	5,99	0,45	0,58	0,25	20	16,41	30	106	3,2
3332	2452	44	3344	38,4	13,45	439,68	29,15	6,17	0,46	0,56	0,25	21,5	17,01	27,5	107	3,2
3620	2221	36,8	3621	35,2	13,35	403,04	28,18	6,39	0,48	0,53	0,24	23	17,29	25	110	3,2

Tableau N°6

accelerateur en position 3 charge CONSTANTE

DATE: 07 mai 1988 | Barometre: 759,7 mm HG | Temp. Air: 22 °C | Volts: 380/3/50 hz | S2741
 Moteur: FORD 2217E | Ales. 80,98 mm | Course: 53,29 mm | Cylin. 1098 cc | Nbre. Cylin 4 | Carbu. Essence | Huile SA
 Puissa. kW = $\frac{Nm \cdot Tr/min}{55,75}$ | p.m.e = 1144 x Nm . kV/m | Carb: Litre/hr = 180/t | Diam. Orif 43,85 | Reser. d'air 69/170 m

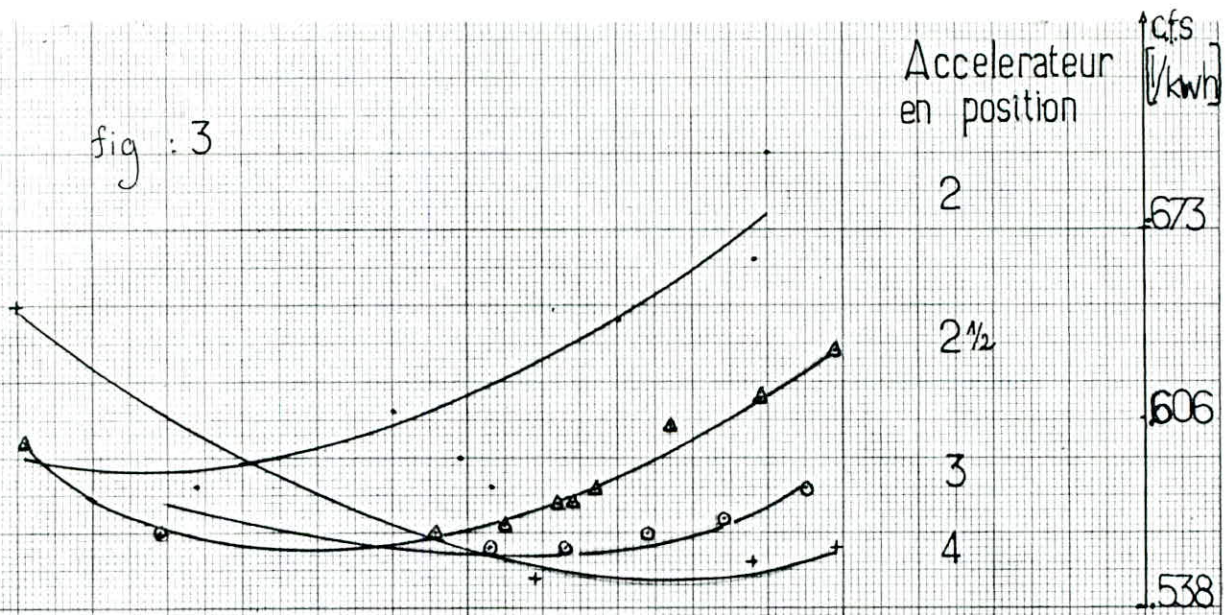
Cachy tr/min	COMPTEUR			Couple Nm	Puissa. kW	P.M.E. kN/m	ts moy 50cc sec	Carburant		Rendements		AIR		Charge Amps	HUILE	
	Tours	Temps	tr/min					lit/hr	C.F.S. l/kwhr	Volum.	Therm.	mmH ₂ O	L/s		°C	Bar
1005	1222	72,8	1007	51,2	5,40	586,24	55,77	3,23	0,60	0,72	0,19	3,25	6,61	38,5	101	2
1030	2089	121,6	1031	51,4	5,55	588,53	55,15	3,26	0,59	0,73	0,19	3,5	6,86	39,5	94	2,3
2722	2432	53,4	2733	50,5	14,45	578,23	30,0	6,00	0,42	0,70	0,27	23	17,59	37,5	97	3
3447	2201	38,3	3448	47,7	17,22	546,17	24,5	7,35	0,43	0,69	0,27	32,75	21,7	35	107	3
3713	3139	50,5	3730	45,3	17,69	518,69	23,39	7,70	0,44	0,65	0,26	36,25	22,09	32	113	3

Tableau N°7

accélérateur en position 4

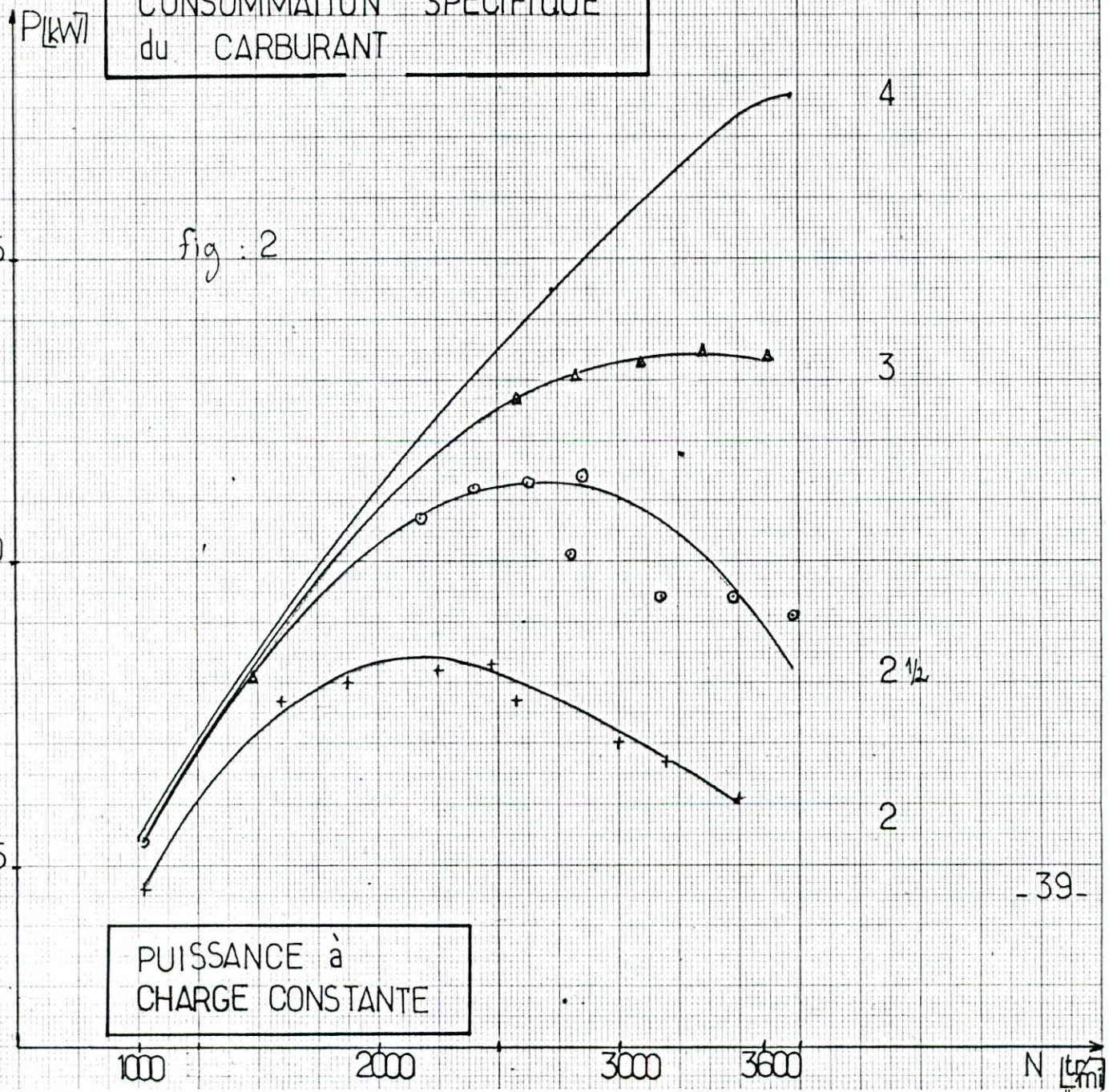
charge : CONSTANTE

fig : 3



CONSUMMATION SPECIFIQUE
du CARBURANT

fig : 2



PUISSANCE à
CHARGE CONSTANTE

N (L/s)

3600

3000

2000

1000

-40-

2

2%

3

4

CUPLE
à CHARGE CONSTANTE

fig: 4

Accelérateur
en position

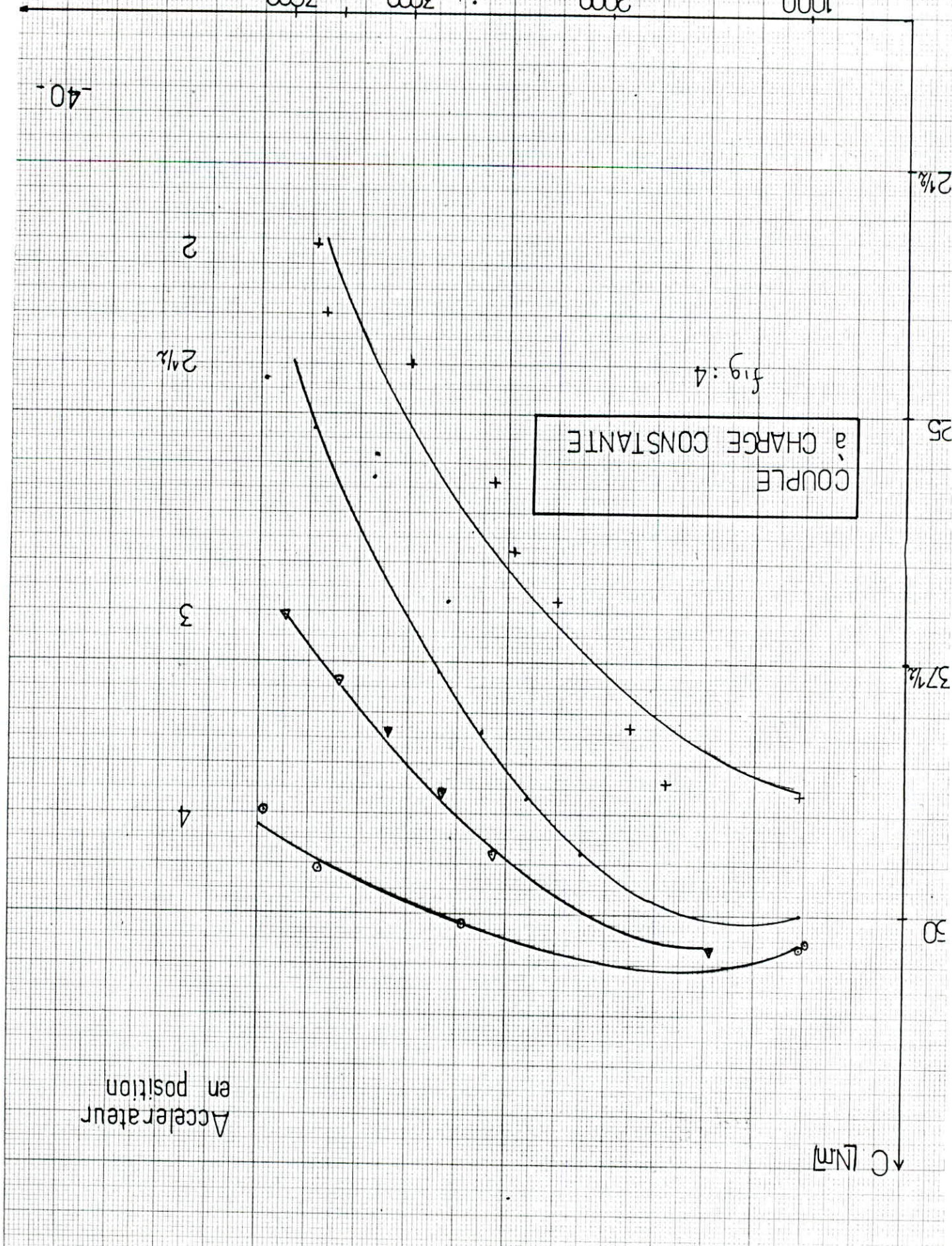
C (Nm)

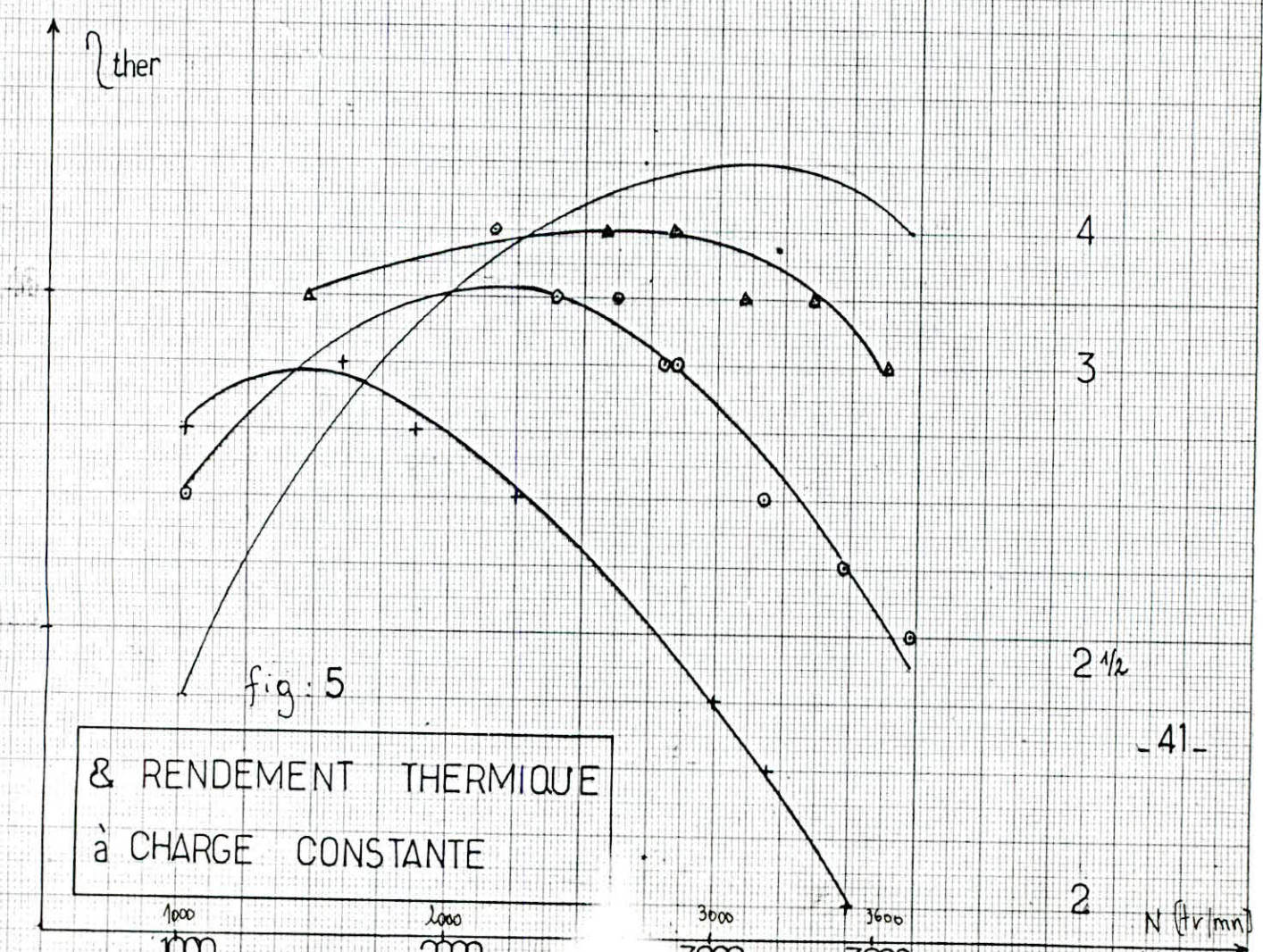
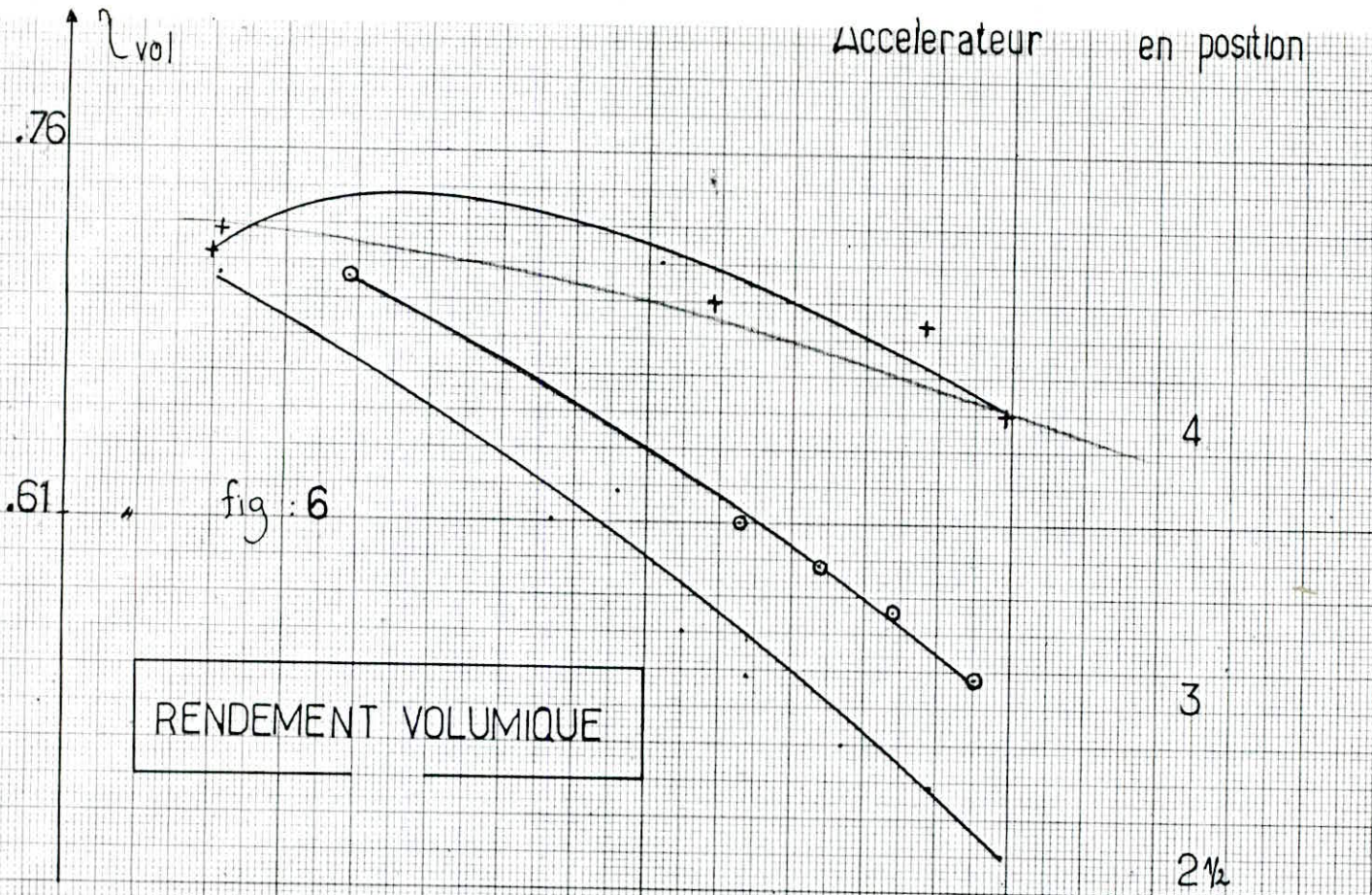
2%

25

37%

50





IV-2 Constatations

Remarque 1 :

Dans cette partie on impose une charge et on suit l'évolution de la puissance, couple, consommation spécifique et rendements (pour chaque position de l'accélérateur) en fonction de la vitesse de rotation; on dit qu'on travaille à charge constante.

Il est bon aussi de remarquer que tous nos graphes étaient tracés en fonction de la vitesse de rotation.

Les courbes en puissance augmentent pour atteindre un maximum, ce dernier diffère d'une courbe à une autre suivant la position de l'accélérateur. On remarque qu'il y a un saut entre les premières valeurs et le reste. Une fois que ces courbes atteignent le maximum, elles décroissent jusqu'à une valeur correspondant à la vitesse maximum, sauf pour les courbes où la position de l'accélérateur est au maximum; dans ce cas il correspond au maximum de vitesse.

Les courbes (fig 5) montrent que le couple diminue au fur et à mesure que la vitesse de rotation augmente, mais il diminue moins vite pour les dernières valeurs. Le saut existe toujours et il ne s'accompagne pas d'une augmentation brusque de puissance ou du couple, ces derniers varient légèrement avec le saut.

Généralement la valeur maximale du couple correspond à la vitesse de consigne qui est de 1000 tr/mn.

La consommation spécifique de carburant diminue jusqu'à un minimum puis elle augmente, il n'y a que la position $\textcircled{4}$ de l'accélérateur où son minimum

se situe au niveau des vitesses de rotation voisines de 3600 tr/mn.

Il est aussi important de remarquer que pendant nos manipulations à charge constante on s'est arrêté à la position ④ de l'accélérateur car il nous était pas possible de continuer, à cause de la discontinuité dans les mesures, la vitesse atteignait la valeur maximale d'une manière brusque, c'est à dire juste en augmentant la charge de quelques déviations seulement.

Le rendement thermique augmente jusqu'à un maximum puis diminue, l'intervalle entre la première valeur et les suivantes reste toujours grand, le rendement est minimum uniquement pour les vitesses de rotation élevées.

Le rendement volumétrique croît depuis la valeur minimale de la vitesse jusqu'à la valeur maximale.

DATE: 04 mai 1988 | Barometre: 759,7 mmHG | Temp. Air: 22 °C | Volts: 380/3/50 Hz | S2741
 Moteur: FORD 2217E | Ales. 80,98 mm | Course: 53,29 mm | Cylin. 1098 cc | Nbre. Cylin 4 | Carbu. Essence | Huile SA
 Puiss. kW = $\frac{Nm \cdot Tr/min}{9549,29}$ | p.m.e = 11,44 x Nm . kN/m² | Carb: Litre/hr = 180/t | Diam. Orif 43,85 | Reser. d'air 69/170 m

tachy tr/mn	COMPTEUR			Couple N.m	Puiss. kW	P.M.E kN/m	ts moy 50cc sec	Carburant		Rendements		AIR		Charge Amps	HUILE	
	Tours	Temps	tr/mn					lit/hr	C.F.S l/kwhr	Volum.	Therm.	mmHG	L/s		°C	Bar
1033	636	36,9	1035	50,7	5,50	580,32	58,29	3,09	0,56	0,73	0,20	3,5	6,89	38	64	2,7
1213	828	40,9	1215	51	6,49	583,75	54,63	3,29	0,51	0,62	0,22	3,5	6,89	38	65	2,8
1615	1374	51,1	1613	45,9	7,75	525,38	49,12	3,66	0,47	0,68	0,24	7,5	10,09	34	70	2,8
1814	1309	43,3	1814	47,5	9,02	543,69	44,78	4,02	0,45	0,68	0,25	9,25	11,20	35	75	2,8
2220	1187	32,1	2218	48,4	10,28	553,99	37,11	4,85	0,47	0,64	0,24	12,5	13,03	36	85	3,1
2420	1264	31,3	2423	47,2	11,98	540,26	34,98	5,15	0,43	0,63	0,27	14,25	13,91	35	90	3,0
3031	3009	59,4	3039	40,4	12,86	462,42	30,07	5,99	0,47	0,57	0,24	18,5	15,85	29	103	3,1
3230	1725	32	3224	37,9	12,80	433,81	30,09	5,98	0,47	0,56	0,24	20	16,48	27,5	104	3,1
3598	2420	40,3	3603	34,2	12,90	391,46	28,60	6,29	0,49	0,52	0,23	22	17,28	25	113	3,2

Tableau N° 8

accelerateur en position 3

Vitesse : CONSTANTE

DATE: 04 mai 1988 | Barometre: 759,7 mmHG | Temp. Air: 22 C | Volts: 380/3/50 hz | S2741
 Moteur: FORD 2217E | Ales. 80,98 mm | Course: 53,29 mm | Cylin. 1098 cc | Nbre. Cylin 4 | Carbu, Essence | Huile SAE
 Puissa. kW = $\frac{P_{moy} \cdot T_r}{5545,25}$ | p.m.e = 11,44 x Nm .kN/m² | Carb: Litre/hr = 180/t | Diam. Orif 43,85 | Reser. d'air 69/170 mtr

tachy tr/min	COMPTEUR			Couple N.m	Puissa kW	P.ME kN/m ²	t _{50cc} moy 50cc sec	Carburant		Rendements		AIR		Charge Amps	HUILE	
	Tours	Temps s	tr/min					lit/hr	C.F.S l/kwhr	Volum.	Therm.	mmH ₂ O	L/s		°C	Bar
1029	606	35,3	1030	50,0	5,39	572,5	54,69	3,29	0,61	0,70	0,19	3,25	6,61	37,5	78	2,7
1220	1362	66,7	1225	54,9	7,04	628,61	50,69	3,55	0,50	0,73	0,23	5	8,20	42	80	2,7
1599	1431	53,3	1611	51,5	8,69	589,68	45,84	3,93	0,45	0,73	0,25	8,5	10,69	38,5	85	2,8
1813	1838	60,7	1817	51,3	9,76	587,39	40,95	4,40	0,45	0,73	0,25	11	12,17	39	88	2,8
2218	2213	59,8	2220	54,8	12,74	627,46	33,66	5,35	0,42	0,73	0,27	16,1	14,72	42	92	3
2420	1464	36,3	2420	56,2	14,24	643,49	30,1	5,98	0,42	0,74	0,27	20	16,41	42,5	94	3
3015	2643	52,6	3015	51,6	16,29	590,82	26,7	6,74	0,41	0,72	0,21	29,5	19,92	38	104	3
3248	2150	39,7	3249	49,1	16,71	562,2	25,31	7,11	0,43	0,71	0,27	33	21,07	36	103	3,1
3588	2185	36,5	3592	47,3	17,79	541,59	23,19	7,76	0,44	0,69	0,26	38,5	22,76	35	113	3,1

Tableau N° 9

accélérateur en position 5

Vitesse CONSTANTE

DATE: 04 mai 1988 | Barometre: 759,7 mmHG | Temp. Air: 22 °C | Volts: 380/3/50 Hz | S2741
 Moteur: FORD 2217E | Ales. 80,98 mm | Course: 53,29 mm | Cylin. 1898 cc | Nbre. Cylin 4 | Carbu. Essence | Huile SA
 Puissa. kW = $\frac{Rm \cdot T_r}{9549,29}$ | p.m.e = 1144 x Nm .kV/m² | Carb: Litre/hr = 180/t | Diam. Orif 43,85 | Reser. d'air 69/170 ml

tachy tr/min	COMPTEUR			Couple N.m	Puissa. kW	P.M.E. kN/m	t _{50cc} moy 50cc sec	Carburant		Rendements		AIR		Charge Amps	HUILE	
	Tours	Temps s	tr/min					lit/hr	C.F.S. l/kwhr	Volum.	Therm.	mmH ₂ O	L/s		°C	Bar
1009	990	58,8	1010	52,1	5,51	596,55	56,58	3,18	0,58	0,72	0,20	3,25	6,61	40	105	2,8
1208	673	33,4	1209	54,0	6,84	618,3	48,23	3,73	0,55	0,74	0,21	5	8,20	41	101	2,4
1515	1249	46,4	1617	54,0	9,14	618,3	44,29	4,06	0,44	0,74	0,26	9	11,0	41,5	97	2,7
1814	930	30,8	1812	54,3	10,30	621,74	40,83	4,41	0,38	0,73	0,3	11	12,17	40,5	97	2,8
2218	1226	33,2	2216	59,5	13,81	681,28	30,96	5,81	0,42	0,75	0,27	17	15,13	45	100	2,9
2414	1960	48,7	2415	61,7	15,60	706,47	27,77	6,48	0,42	0,75	0,27	20,5	16,61	47	100	2,9
3023	2010	39,9	3023	62	19,69	709,9	22,56	7,78	0,41	0,78	0,28	35	21,7	46	107	3
3230	3185	59,1	3234	62,8	21,27	719,06	20,72	8,69	0,41	0,78	0,28	40	23,2	47,5	109	3
3596	21,89	36,6	3589	60,5	22,74	693,73	19,24	9,36	0,41	0,79	0,28	50	25,94	45	118	3

Tableau N° 10

accélérateur en position ?

Vitesse CONSTANTE

DATE: 04 mai 1988 | Barometre: 759,7 mm HG | Temp. Air: 22 °C | Volts: 380/3/50 hz | S2741
 Moteur: FORD 2217E | Ales. 80,98 mm | Course: 53,29 mm | Cylin. 1698 cc | Nbre. Cylin: 4 | Carbu. Essence | Huile SA
 Puissa. kW = $\frac{Nm \cdot Tr/min}{9549,29}$ | $p_{ime} = 1,44 \times Nm \cdot kNm^2$ | Carb: Litre/hr = 180/t | Diam. Orif: 43,85 | Reser. d'air 69/170 m

tach tr/min	COMPTEUR			Couple Nm	Puissa. kW	P.ME kNm	tr/moy 50cc sec	Carburant		Rendements		AIR		Charge Amps	HUILE	
	Tours	Temps	tr/min					lit/hr	CFS l/kwhr	Volum.	Therm.	mmH ₂ O	L/s		°C	Bar
1033	591	34,2	1037	47,6	5,17	545,02	53,92	3,34	0,65	0,72	0,18	3,5	6,86	36	69	2,8
1211	1220	60,4	1212	54,3	6,89	621,74	48,05	3,75	0,54	0,74	0,21	5	8,2	42	70	2,8
1614	897	33,4	1611	54,1	9,13	619,45	44,27	4,07	0,45	0,75	0,25	9	11	40	80	2,8
1821	1382	45,5	1822	53,8	10,27	616,01	39,91	4,51	0,44	0,75	0,26	11,5	12,44	40	84	2,8
2219	1233	33,2	2228	59,2	13,81	677,84	31,04	5,80	0,42	0,74	0,27	17	15,13	45	90	3,0
2423	2382	58,8	2430	61,5	15,65	704,18	27,83	6,47	0,41	0,76	0,28	21	16,81	47	95	3,0
3032	2678	53	3032	62,5	19,84	715,63	22,15	8,13	0,41	0,78	0,28	35	21,70	48	106	3,2
3237	2502	46,4	3235	63,5	21,51	727,08	20,49	8,78	0,41	0,79	0,28	41	23,49	49	108	3,2
3597	2941	49,1	3524	61,0	22,51	698,45	19,36	9,30	0,41	0,81	0,28	50,5	26,07	45	117	3,2

Tableau N° 11

accélérateur en position 10

Vitesse CONSTANTE

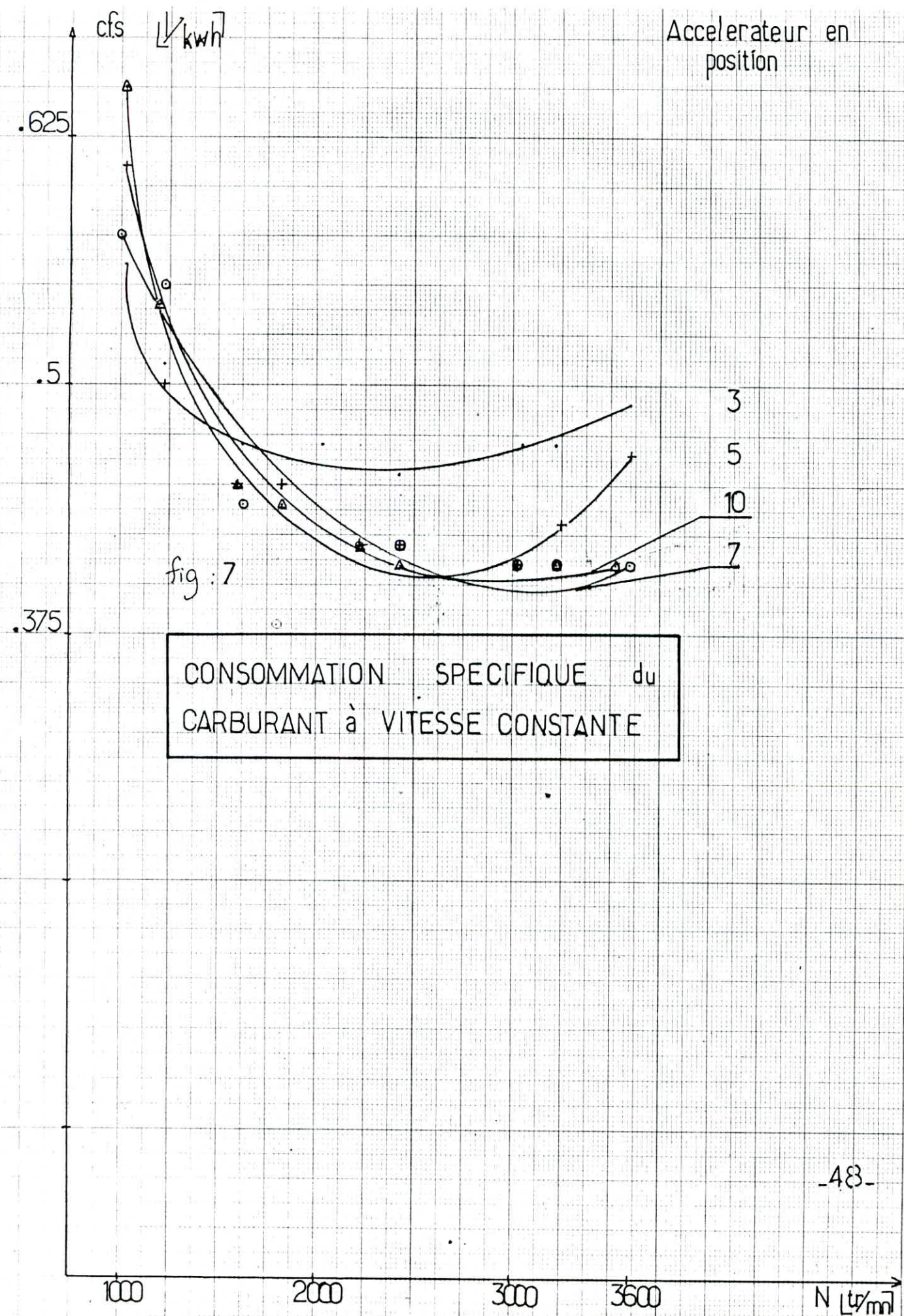


fig : 7

CONSOMMATION SPECIFIQUE du
 CARBURANT à VITESSE CONSTANTE

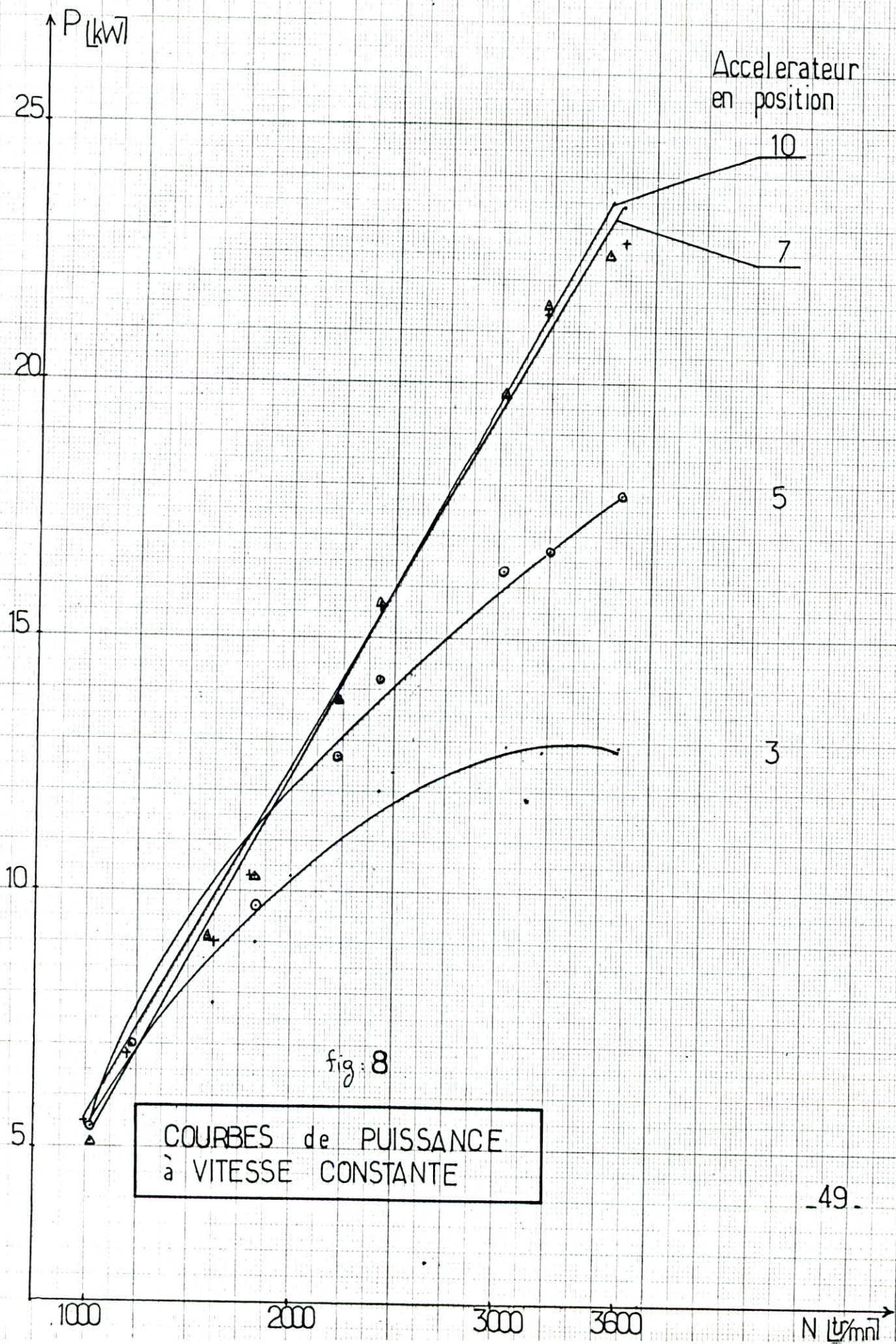
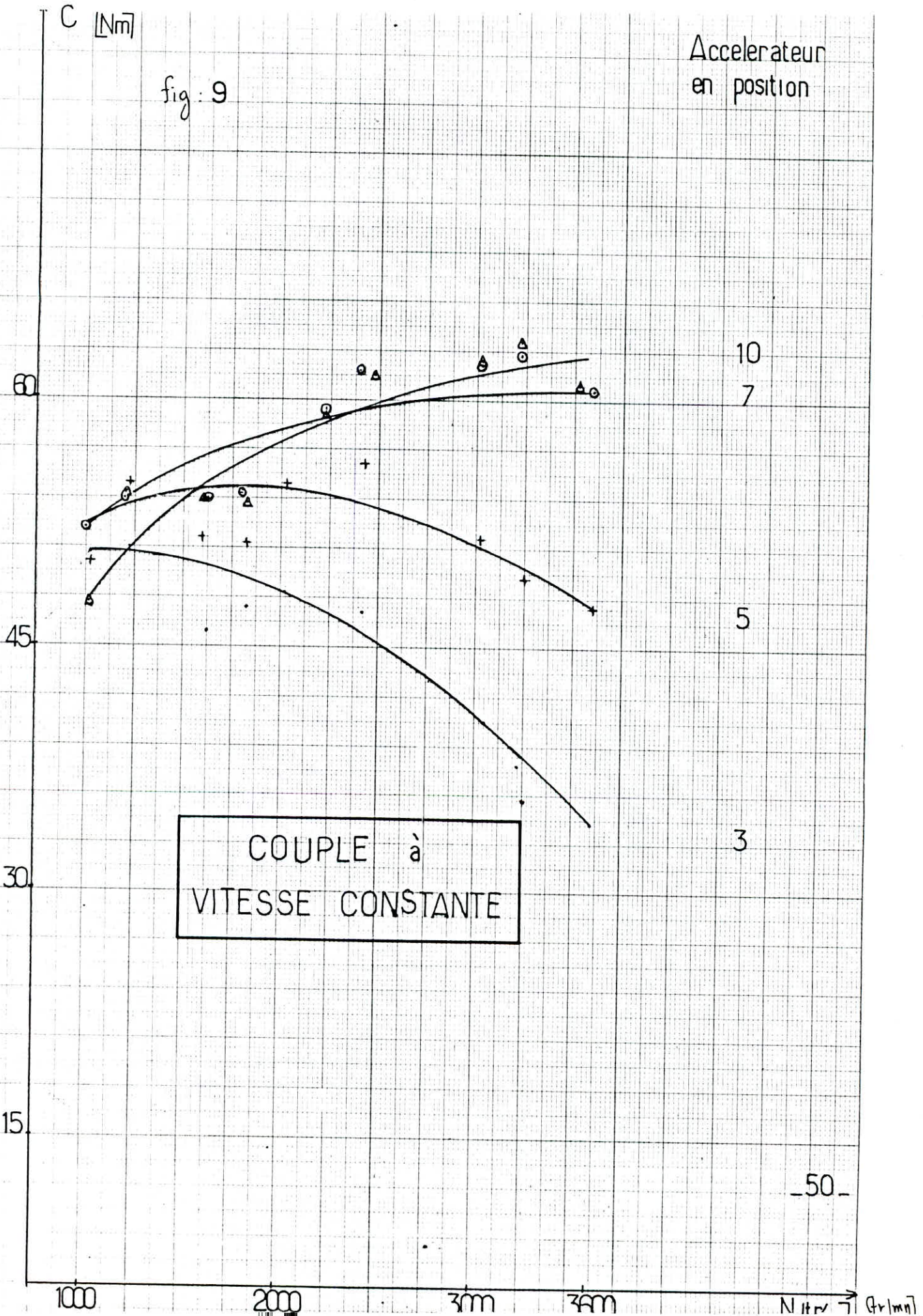
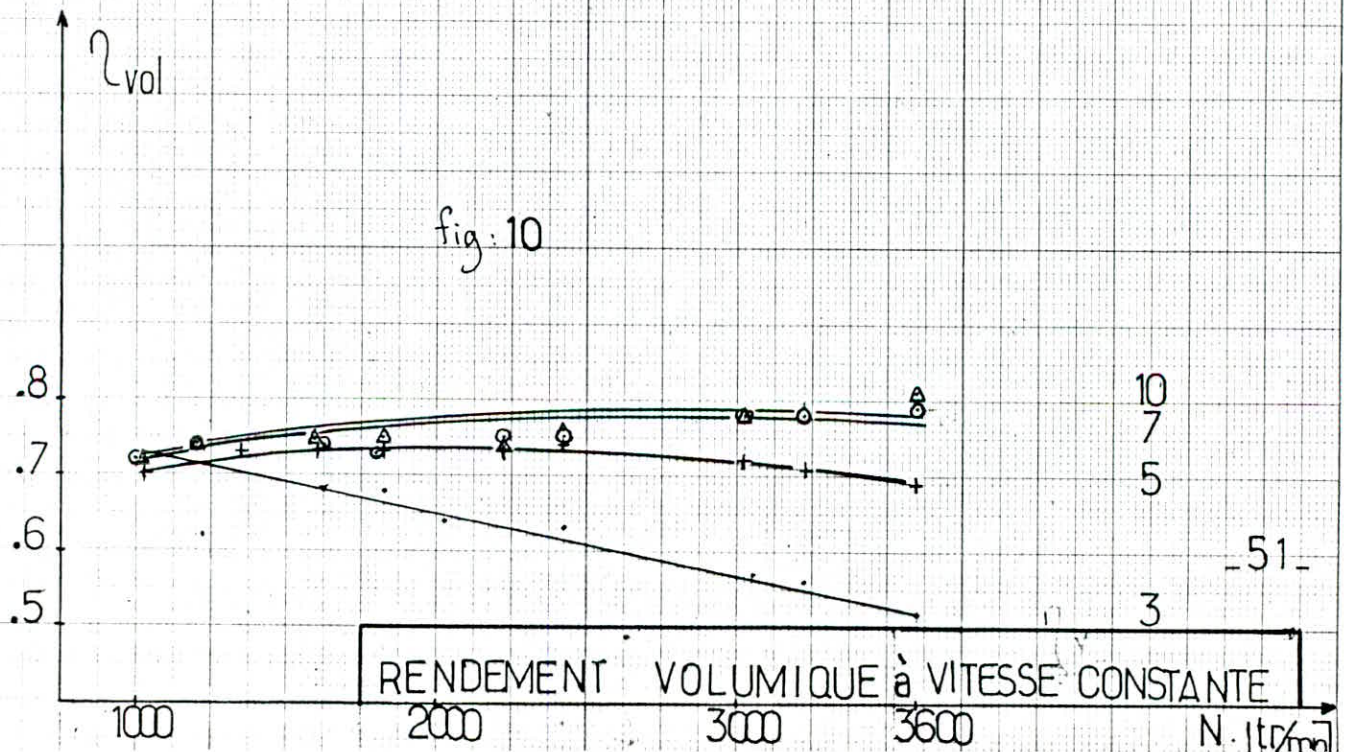
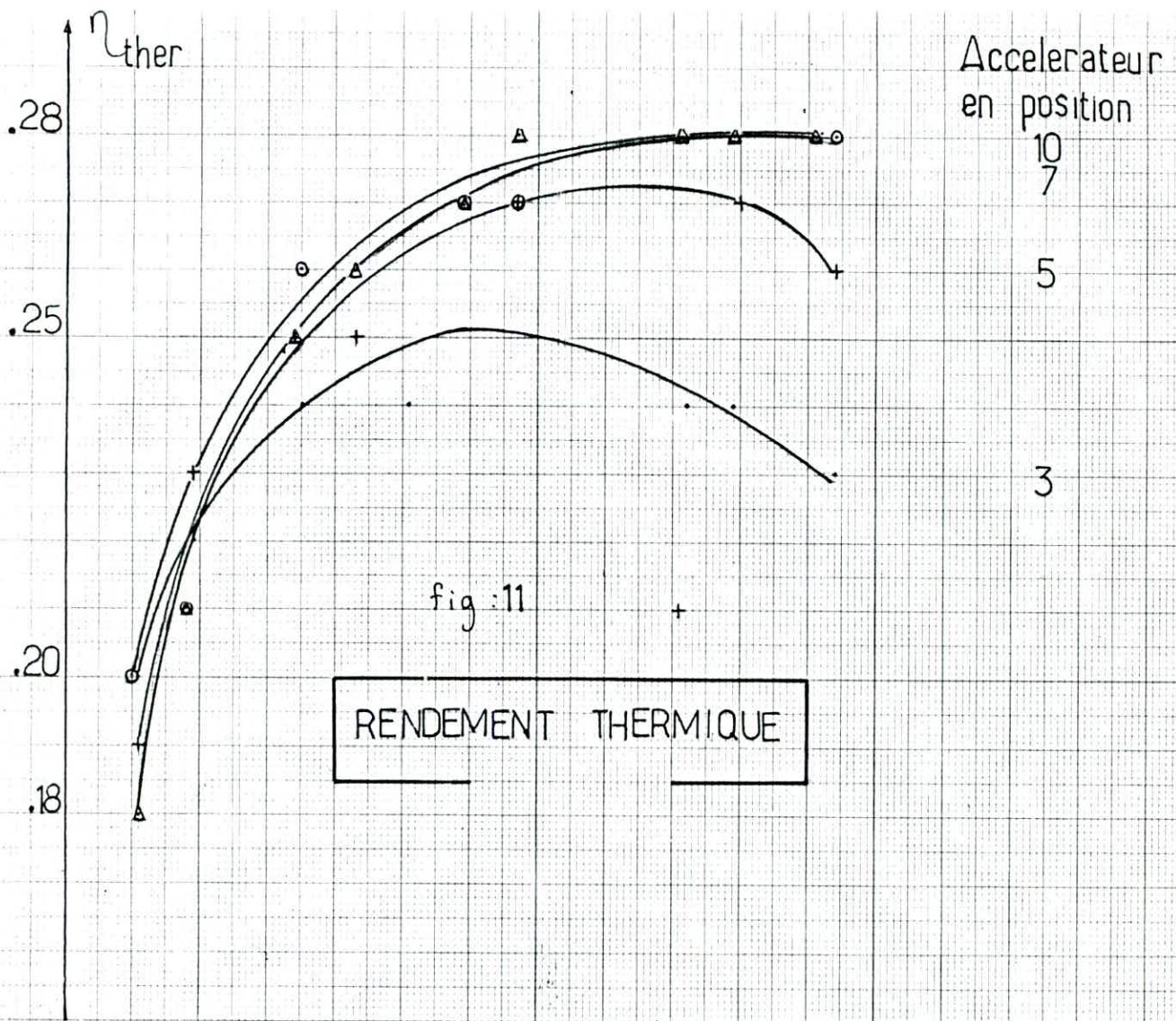


fig: 9

Accelérateur
en position



COUPLE à
VITESSE CONSTANTE



IV4 Constatations

Remarque 2

Dans cette partie on impose une vitesse et on suit l'évolution de la puissance, couple, consommation spécifique et rendements (pour chaque position de l'accélérateur) en fonction de la vitesse de rotation ; on dit qu'on travaille à vitesse constante.

Les courbes de puissance, sont des droites de pente positive, pour les positions basses de l'accélérateur ce n'est pas le cas, sur tout pour des vitesses élevées elles ont tendances à devenir constantes.

Plus la position de l'accélérateur est grande plus le couple est important pour une même vitesse de rotation. Le couple est maximum pour un maximum d'accélération et une vitesse de rotation la plus élevée.

La consommation spécifique présente un minimum, les courbes diminuent puis augmentent légèrement. Ce minimum qui se manifeste en chaque position de l'accélérateur correspond à la valeur économique de fonctionnement.

Le rendement volumétrique varie d'une manière plus ou moins linéaire, surtout lorsqu'il s'agit des positions grandes de l'accélérateur.

Le rendement thermique augmente à chaque position de l'accélérateur pour atteindre un maximum.

IV.5 Interprétations

En diminuant la charge, la puissance augmente pour atteindre un maximum qui varie d'une courbe à l'autre suivant l'ouverture du papillon du carburateur et la position de l'accélérateur. A grande vitesse, la puissance décroît car les pertes par friction prennent de l'importance. L'effet de la diminution du couple est compensé par l'augmentation de la vitesse pour une certaine plage au-delà du maximum de puissance les forces d'inertie deviennent importantes et ceci s'explique par la décroissance en puissance.

La Loi de BERNOULLI nous montre que la pression d'une veine varie inversement avec la vitesse du déplacement dans cette veine

$$\frac{P}{\rho g} = K - v^2/2g.$$

D'après "Max SERRUYS" la pression d'admission influe directement sur la masse du carburant brûlé à chaque cycle et, par conséquent sur la puissance développée, ainsi que la température dans les tubulures d'admission ce qui entraîne une diminution de la densité de l'air.

La pression d'admission et la pression moyenne indiquée qui en dépendent diminuent, ceci explique le fait de la réduction du couple moteur.

La consommation spécifique et la puissance varient inversement donc le maximum de puissance correspond au minimum de consommation spécifique. On détermine ainsi la vitesse économique du moteur.

A vitesse élevée, le moteur n'aspire pas une pleine charge d'air à chaque course d'admission; ceci explique le fait de la décroissance du rendement volumétrique. En contre-partie et avec les mêmes vitesses de rotation le rendement thermique augmente, car, comme il a été déjà signalé, les pertes par friction deviennent importantes.

L'augmentation de la quantité de carburant admise dans le cylindre due à l'élévation de la pression d'admission entraîne une augmentation de l'énergie fournie par combustion, par conséquent l'effet de détente reçue par le piston est plus important, ce qui explique l'amélioration de la puissance et du couple donc les performances du moteur.

Chapitre V

V Mesure des pertes de chaleur

En appliquant le premier principe de la thermodynamique et en calculant les différentes pertes de chaleur du moteur, on obtient le bilan d'énergie

Pour un moteur à combustion interne, l'équation d'énergie s'écrit :

$$P_{ef} = H_1 - (H_2 - H_3) - Q_1 - Q_2 \quad (36)$$

P_{ef} : puissance effective.

H_1 : Chaleur de combustion du carburant.

H_2 : Enthalpie des gaz d'échappement.

H_3 : Enthalpie de l'air.

Q_1 : Chaleur de l'eau de refroidissement.

Q_2 : Autre pertes de chaleur.

Ces facteurs de l'équation (36) représentent le rapport d'énergie de l'écoulement exprimé en Watt.

La chaleur de combustion du carburant s'exprime :

$$H_1 = P_e \frac{P_f Q_f}{3600} \quad (37)$$

L'enthalpie de l'air est exprimée par :

$$H_3 = C_p m_a T \quad (38)$$

C_p : chaleur spécifique de l'air [J/kgK].

m_a : débit massique d'air [kg/s].

T_a : température atmosphérique [K].

On peut assimiler la chaleur spécifique des gaz d'échappement, dont la masse est la somme de celle de la masse d'air ainsi que celle du carburant, à celle de l'air.

Remarque : Ceci n'est pas forcément vrai mais c'est une meilleure approche.

Notre banc d'essai dispose d'un calorimètre des gaz d'échappement. Dans ce cas, les gaz sont refroidis à des températures modérées.

La chaleur des gaz d'échappement est donnée ainsi par

$$(39) \quad H_2 = 4187 q_{wc} (T_{2c} - T_{1c}) + \left(m_2 + \frac{\rho_2 V}{3600} \right) C_p T_e$$

q_{wc} : débit d'eau [l/s]

T_{2c} : température de sortie "calorimètre" [K]

T_{1c} : température d'entrée "calorimètre" [K]

T_2 : température des gaz d'échappement de sortie "calorimètre" [K]

Chaleur prise par l'eau de refroidissement du moteur.

$$(40) \quad Q_1 = 4187 (T_2 - T_1) q_w$$

q_w : débit d'eau [l/s]

T_2 : température d'entrée d'eau dans le moteur [K]

T_1 : température de sortie d'eau dans le moteur [K]

Les résultats sont récapitulés sur le tableau N°12

COMPTEUR			P _{ef} kw	V l/h	H ₁	ṁ _a mmH ₂ O	ṁ _c kg/s	H ₃	eau refroi. moteur			Q ₁	gaz d'echappement				H ₂	Q ₂	
n	t _(s)	N t/mi							t _{perate.}		Q _w		temp. gaz		Q _{wc}	temp. eau			
									entr.	sort			entr.	sort		entr.			sort.
606	35,3	1030	5,39	3,29	29,85	3,25	0,025	7,38	71	77	19,5	8,165	228	185	4,9	22	27,5	112,80	
1431	53,3	1611	8,69	3,93	35,65	8,5	0,041	12,09	69	76,5	18	9,421	285	182	4,5	22	33	207,26	
1838	60,7	1817	9,76	4,40	39,92	11	0,046	13,57	64	74	18,5	12,910	298	185	4,8	22	35	261,30	
2213	59,8	2220	12,74	5,35	48,53	16,1	0,056	16,52	66	76	18	12,561	326	191	4,7	22	39,5	344,39	
2643	52,6	3015	16,29	6,74	61,14	38	0,086	25,37	67	79,5	16	13,957	361	197	4	22	44	368,47	

Tableau [12]

Accelerateur en position 5

VITESSE CONSTANTE

Remarque

La prise de température juste à la sortie du moteur n'est pas possible car le fil reliant la prise de mesure de température au thermocouple est cassé et vu que l'échange de chaleur avec l'extérieur était d'une importance considérable dans les conduites des gaz d'échappement.

Ce qui explique la baisse de température entre la sortie du moteur et l'entrée calorimètre.

Chapitre VI

ANALYSE des GAZ d' ECHAPPEMENT

VI-1 Introduction

La réduction de la pollution atmosphérique a toujours représenté un des objectifs prioritaires poursuivis par l'ensemble des pays industrialisés.

Les nombreuses études et réalisations effectuées montrent que l'obtention du taux d'épuration modéré est dans certaines limites, compatible avec l'économie d'énergie. (1). Afin de déterminer les régimes de fonctionnement économique on analyse les gaz d'échappement pour connaître les différents taux de composant, en utilisant dans notre cas un analyseur de gaz d'ORSAT.

VI-2 Description de l'appareil d'ORSAT. (5)

L'appareil d'ORSAT comprend une rampe en tube de verre, trois laboratoires d'absorption et une burette de mesure de 100 cc entourée d'une chemise d'eau.

La burette est reliée par un caoutchouc à un flacon moteur. Pour qu'on puisse connaître les composants et la quantité des différents composants, on utilise des réactifs d'absorption propres à chaque composant, donc le réactif absorbant :

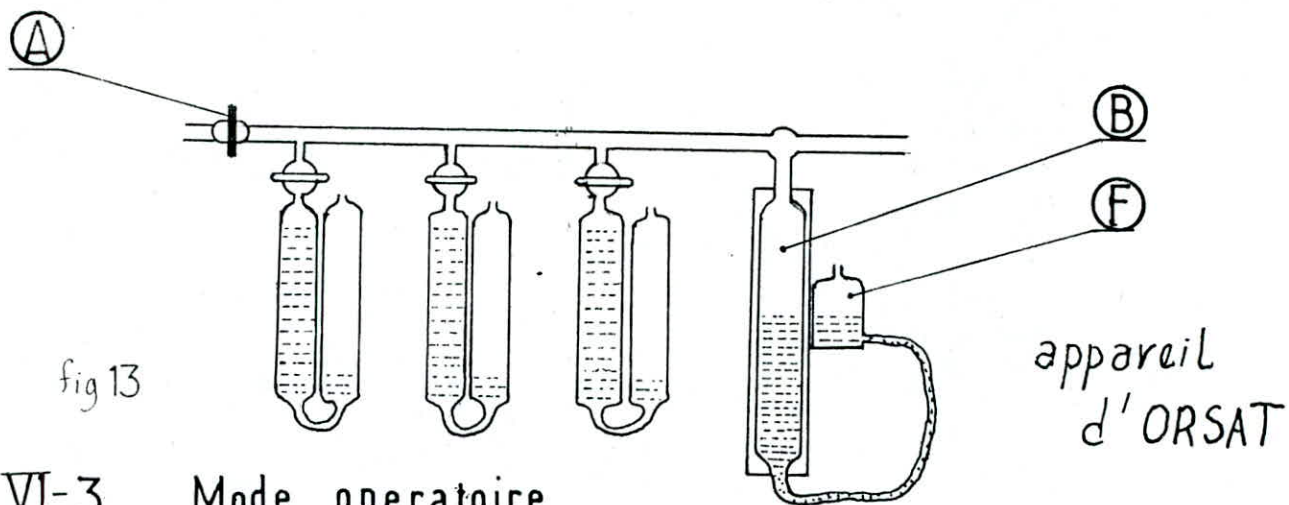
Le gaz carbonique CO_2 est une solution de soude (NaOH) ou de potasse.

L'oxygène O_2 est une solution contenant du phosphore ou du pyragallol.

Les hydrocarbures non saturés (gaz non brûlés) C_nH_m , est une solution

d'acide sulfurique fumant (H_2SO_4).

L'oxyde de carbone (CO) est une solution de chlorure cuivreux ammoniacal.



VI-3 Mode opératoire

Après avoir rempli la burette de gaz à analyser, on ferme le robinet (A). En baissant le flacon moteur (F), on rejette les gaz vers l'atmosphère. On répète l'opération 3 à 4 fois, à la dernière on remplit la burette (B) de 100 cc de gaz.

On élève ensuite le flacon moteur (F) à un niveau supérieur à la burette (B) et on ouvre le robinet de l'absorbeur de CO_2 . Lorsque l'absorbeur est rempli de gaz on ferme le robinet, on baisse le flacon moteur et on reprend le gaz dans la burette (B). On répète cette opération jusqu'à refus et on effectue une lecture du volume restant, sur la règle graduée de la burette de mesure, par équilibre des niveaux du liquide de garde. On passe alors à l'absorbeur suivant et ainsi de suite.

Les Conditions de travail sont :

Pour une vitesse de rotation de : 2260 tr/mn
accélérateur en position : : 2
un couple de : 34,1 Nm
et une charge de : 25 Amperes

Nous obtenons les résultats suivants :

Après passage dans :

Le premier absorbeur on trouve 91 cc.
dans le deuxième absorbeur on trouve 87,5 cc.
donc le gaz se compose de : 10 cc de CO_2 .
: 2,5 cc de O_2 .

Arrivé à ce niveau, il nous reste à déterminer la quantité de C_nH_m et aussi CO et ensuite faire des calculs pour chaque constituant, ce qui nous amène ensuite à connaître le dosage du carburant malheureusement notre appareil contenait que 3 laboratoires, et notre opération nécessitait 4 laboratoires.

VI-4 Conclusion

L'objectif était de trouver les plages de bon fonctionnement du moteur tout en minimisant les composants toxiques des gaz d'échappement. Une étude complète de ce chapitre nous aurait permis de vérifier si la combustion était complète d'une part et d'établir les teneurs des composants du produit de fumées d'autre part.

Conclusion

L'étude qui nous été proposée à permis d'établir les performances et caractéristiques du moteur FORD respectivement à vitesse et à charge constante, ce qui nous amène à prendre des valeurs pour différents régimes de fonctionnement.

A partir de cette étude, nous avons pu localiser les plages de bon fonctionnement du moteur à savoir une consommation en carburant faible avec une puissance correspondante la plus élevée possible.

L'étude de l'analyse des gaz d'échappement et le calcul des pertes de chaleur ne sont pas complets; ceci revient à la défaillance des thermocouples et l'endroit favorable de prise des gaz d'échappement.

Pour cela, nous laissons le soin aux promotions futures de compléter ce que nous n'avons pas pu réaliser.

BIBLIOGRAPHIE

- (1) M. Serruys "Performances des moteurs à combustion interne" B 377. Technique de l'ingénieur. Paris 1982
- (2) Plint Manuel d'utilisation du banc d'essai TE 16. Londres 1985.
- (3) I. Ghad Cours "Moteurs à combustion Interne". ENP 1985/1986
- (4) M. Menardon "LES MOTEURS" CHOTARD et ASSOCIÉS 1981
- (5) J Burton "Pratique de la mesure et du contrôle dans l'industrie". DUNOD 1964

