

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

المكنة
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

Alex

PROJET DE FIN D'ETUDE

SUJET

EXPERIMENTATION du BANC D'ESSAI de COMBUSTION

Proposé par :

Mr. GAD Ibrahim
(Docteur - Ingénieur)

Etudié par :

Mr. SLIMANI M. Kamaal

Dirigé par :

Mr. GAD Ibrahim
(Docteur - Ingénieur)

PROMOTION : Juin 1985

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

وَمَا تَوْفِيقِي إِلَّا بِاللَّهِ عَلَيْهِ تَوَكَّلْتُ

وَالْيَهُ انْتَبِ



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

Je tiens à remercier ici, tous ceux qui de près ou de loin ont contribué à la réalisation de ce travail, et plus particulièrement mon promoteur Mr GAD qui a suivi cette étude m'éclairant sur maints détails et surtout sur l'esprit de recherche et la méthode de travail propre à tout véritable ingénieur.

Merci, enfin, aux enseignants qui, d'années en années, de semestres en semestres m'ont fait don de leur savoir précieux, en sachant gagné ma sympathie et ma profonde reconnaissance.

الموضوع : تجريب تختة واختبار غرفة الاحتراق
 هدف هذه الدراسة هو إعادة وصف خصائص تختة واختبار غرفة الاحتراق
 وذلك عن طريق التجريب الفعلي لقياس المتغيرات المؤثرة على عملية الاحتراق ذاته .
 ومن ثم يمكن الاعتماد على هذه التختة فيما بعد لتجربيات بيولوجية وكموقع
 للبحوث العلمية في هذا المجال . وقد تم بالفعل دراسة بعض العوامل المؤثرة على
 مردود الاحتراق الغاز الطبيعي وذلك كخطوة تمهيدية للإتجاه في
 هذا المجال الحيوي المتمثل في عملية الاحتراق .

RESUME :

Sujet: EXPERIMENTATION DU BANC D'ESSAI DE COMBUSTION

Cette étude est une nouvelle description des caractéristiques du banc d'essai de combustion, et cela par l'experimentation et la mesure concrète des paramètres agissant sur la combustion même.

De là, il devient possible d'utiliser ce banc d'essai à des fins pédagogiques et comme laboratoire de recherches. En effet, nous avons pu étudier quelques facteurs influant sur le rendement de la combustion du gaz naturel, et cela comme premier pas vers ce domaine vital qu'est la combustion.

ABSTRACT :

Subject: EXPERIMENTATION OF THE COMBUSTION TEST BENCH

This study is a new description of the combustion test bench characteristics through the concrete experimentation and measures of the parameters influencing on the combustion phenomena.

Thus, it becomes possible to use the bench for educational aims, and also as laboratory of researches. Actually, we were able to study some parameters which have an influence on the natural gas combustion efficiency, in order to do the first step towards the vital field combustion remains.

	page
AVANT-PROPOS	i
INTRODUCTION	ii
TABLE DES SYMBOLES	iii
CHAPITRE I : GENERALITES	1
I.1 DESCRIPTION DE L'INSTALLATION	
I.1.a Circuits d'alimentation	
I.1.b Pupitre des commandes et appareils annexes	1
I.1.c Banc d'essai	2
I.1.d Installations complémentaires	
I.2 LA CHAMBRE DE COMBUSTION	2
I.3 LA COMBUSTION	3
I.3.1 Définitions	
I.3.2 Notion de pouvoir calorifique	4
I.3.3 Importance (de la combustion)	5
CHAPITRE II : ENERGETIQUE DE LA COMBUSTION (THEORIE)	6
II.1 DEFINITIONS	
II.1.1 Différentes combustions possibles	
II.1.2 Pouvoirs calorifiques	
II.1.3 Chaleur de formation et de réaction	7
II.1.4 Travail mécanique utile	
II.2 PARAMETRES D'ETUDE	
II.2.a Le Rapport de Mélange	
II.2.b La Richesse	8
II.2.c L'excès d'air	
II.3 BASES FONDAMENTALES	
II.3.1 Hypthèses	
II.3.2 Thermodynamique de la combustion (bilan d'énergie)	
II.3.3 Determination des enthalpies	9
II.3.4 Bilan de masse	10
II.4 RENDEMENTS DE LA COMBUSTION	
II.4.1 DEFINITIONS	
II.4.2 RENDEMENTS	11
a Rendement thermique	
b Méthode de la richesse équivalente	12
c Rendement à partir du bilan de la combustion	
II.4.3 EFFICACITES	13
II.4.4 INDICE DE QUALITE	
II.5 STABILISATION DE LA FLAMME	
II.6 PLAN DE CALCUL	15
II.6.1 EVALUATION DES DEBITS	
II.6.2 Autres parametres de calcul	
CHAPITRE III : METHODOLOGIE	18
III.1 INTRODUCTION	
III.2 ETUDE DE LA REPARTITION DES TEMPERATURES DANS LA CHAMBRE	
III.2.1 Essais	
III.2.2 Manipulation	19
III.2.3 Résultats	20

A V A N T - P R O P O S

L'Algérie, grâce à ses importantes ressources en gaz naturel (G.N), se hisse à la troisième place des pays exportateurs de cet hydrocarbure. Ses gisements sont en effet estimés à plus de 5 milliards de mètres cubes de G.N à fort pourcentage en méthane.

Vu la phase de déclin qu'aborde le pétrole actuellement, et vu l'intérêt certain que portent les experts en énergétique sur le G.N, il est maintenant reconnu que celui-ci est bel et bien le "Combustible de l'avenir", du moins dans l'immédiat.

Quelque peu méconnu, car sous-estimé jusqu'à l'ors, le G.N se voit être l'objet de recherches assidues visant à ce que son utilisation performante comme source d'énergie soit mise à profit dans tous les domaines de l'énergetique, et dans tous les différents secteurs de l'industrie et du transport.

L'Algérie étant directement concernée par l'essor prometteur de ce "Nouveau" combustible, se devait donc d'entreprendre de nombreux efforts dans cette voie.

A cet égard, un "Laboratoire d'Energétique" fut installé au sein de l'Ecole Nationale Polytechnique, afin que cette dernière puisse elle aussi contribuer à ces travaux de recherche tout en orientant les générations successives d'élèves-ingénieurs en harmonie avec les réalités et les exigences du développement industriel et économique du pays, et cela en les stimulant et en les guidant vers des objectifs concrets et d'actualité.

La révalorisation du G.N n'empêche pas qu'il est toujours valable et intéressant d'étudier l'éventualité de son adaptation dans le domaine énergétique. L'Algérie est privilégière de par ses gisements par rapport à de nombreux autres pays, de plus l'utilisation du gaz pour les centrales électriques en l'occurrence, de même que pour le transport routier et naval convient parfaitement aux intérêts de notre économie et montre bien qu'il serait profitable de garder cet esprit de recherche et d'anticipation vis à vis du G.N. Même pour le reconvertissement des avions à propulsion le choix du G.N sous sa forme cryogénique comme nouveau carboréacteur reste justifiée vu que quoiqu'il en soit le G.N reste toujours moins cher que les hydrocarbures lourds et qu'il est plus performant que ces derniers (Pci plus élevé, pouvoir absorbeur de chaleur meilleur et réduction incontestable de la pollution).

A toutes ces considérations nous ajouterons le fait que tout comme la construction mécanique ou les transferts de chaleur, la combustion se trouve être l'un des chapitres les plus importants pour l'ingénieur mécanicien. car elle reste à nos jours, le principal phénomène de transformation de l'énergie exploité profitablement dans la majorité des turbomachines. Il est urgent, donc, d'approfondir nos connaissances dans ce domaine.

T A B L E D E S S Y M B O L E S

p	: pression
T	: température
v	: volume massique
C	: énergie chimique
Q	: chaleur de réaction
U	: énergie interne
H	: enthalpie
ΔH_c	: pouvoir calorifique
Cp	: chaleur spécifique
η_i	: coefficient algébrique
ν_i	: coefficient stoechiométrique
(1)	: état initial
(2)	: état final
(3)	: entrée de la chambre de combustion
(4)	: sortie de la chambre de combustion
m	: indice pour le mélange frais
p	: indice pour les gaz brûlés
°	: conditions standards (298.16°K)
r	: conditions de référence
W^*	: travail utile
W_p	: travail des forces de pression
S	: entropie
f	: rapport de mélange
f_{st}	: rapport de mélange stoechiométrique
ϕ	: richesse du mélange
ν	: nbre de mole dans les gaz brûlés
a	: indice pour l'air
c	: indice pour le G.N
α	: excès d'air
x	: nbre d'atome de carbone
y	: nbre d'atome d'hydrogène

z	: nombre d'atome d'azote
$p(\text{ind.})$: à pression constante
$v(\text{ind.})$: à volume constant
P	: pouvoir calorifique supérieur
I	: pouvoir calorifique inférieur
q	: chaleur cédée à l'extérieur
π	: pertes énergétiques
Γ	: énergie utilisable
θ	: température de l'ambiant
u	: vitesse d'écoulement
$f(\text{ind.})$: relatif aux produits de la combustion idéale
η_{th}	: rendement thermique global
η	: rendement de la combustion
η_{T}	: rendement de la combustion simplifié
η_{φ}	: rendement par la méthode de la richesse équivalente
η_{b}	: rendement à partir du bilan de la combustion
f'	: rapport de mélange (cas sans pertes de charge)
H_{c}	: enthalpie globale du combustible en (3)
η'_{T}	: efficacité thermique
η'	: efficacité de la combustion
η_{φ}	: efficacité de la combustion par les richesses
ξ_{CO_2}	: indice de qualité (ou "rendement de combustion")
v_{b}	: vitesse du flux principal dans le foyer
T_{b}	: température de fin de combustion réelle
\dot{m}	: débit massique
ΔH	: élévation de la colonne d'eau
ρ	: masse volumique
R, r	: constantes des gaz parfaits (air et G.N resp.)
d	: densité par rapport à l'air
M	: masse moléculaire

=○=○=○=○=○=○=○=○=○=○=○=○=

CHAPITRE I : GENERALITES

I.1 DESCRIPTION DE L'INSTALLATION :

Le banc d'essai de combustion situé au laboratoire d'énergétique est constitué essentiellement de :

- a - Circuits d'alimentation
- b - Pupitres des commandes et appareils annexes de mesures
- c - Banc d'essai: chambre de combustion (c.c), ventilateur et conduites d'air
- d - Installations complémentaires.

I.1.a CIRCUITS D'ALIMENTATION :

Le circuit alimentant le banc prend source au distributeur de l'alimentation générale de l'école en gaz de ville. Il est relié directement à une station de pompage comprenant un compresseur "BUCKARDT" à 4 étages (atteignant 150 bars) et une série de 8 bouteilles de stockage. Un réchauffeur de gaz se trouve juste après les bouteilles de stockage afin de réchauffer convenablement le G.N comprimé (donc à assez basse température) avant son entrée dans le circuit proprement dit. Le circuit dont il s'agit est une conduite à double détente, la première étant commune aux deux sous-circuits (G.N pour la c.c, et le G.N pour la chambre de préchauffage: c.p.c). Cette double détente se fait grâce à des mano-détendeurs pouvant débiter de (0-60 bars) en amont de la bifurcation, l'autre détente se fait par deux autres mano-détendeurs sur chaque branche. Le circuit donne enfin sur un pupitre de mesure et de réglage des débits, avant de déboucher dans le tube de flamme par les bras de la rosace s'y trouvant.

L'alimentation de la branche c.p.c est asservi par régulation pneumatique; l'air de régulation étant débité par un compresseur "INGERSOLL-RAND", pouvant atteindre 6 bars de pression d'utilisation.

I.1.b PUPITRE DES COMMANDES ET APPAREILS ANNEXES :

Un pupitre des commandes facilite les manipulations. Il concerne l'allumage du réseau électrique alimentant les électro-vannes du système de régulation, le servomoteur du papillon réglant le débit d'air admis dans la conduite du banc, les bobines H.T permettant l'allumage de la c.c ou de la c.p.c par l'intermédiaire de bougie, et il concerne enfin l'arrêt et la mise en marche à distance du ventilateur. Le commutateur général de ce dernier est isolé du pupitre à sa droite, une manette en permet la mise sous tension. Le pupitre permet aussi la commande d'une pompe à Kérosène, la lecture et le réglage de ses débits par pyromètres et vannes à pointeaux.

Comme appareils annexes nous discernons d'abord un pupitre propre au réglage des différents débits de gaz, comprenant donc des robinets à pointeaux, des manomètres pour la lecture des pressions d'alimentation (celles-ci ayant une valeur recommandée à 2.5 bars pour la c.p.c, et à 10 bars pour la c.c, valeurs spécifiques à chacun des injecteurs). Ce pupitre possède enfin des indicateurs de températures et des tubes en "U" pour chacune des branches, permettant ainsi le calcul des débits respectifs de G.N. Il existe de plus un batit métallique mobile supportant une série de tubes à eau donnant les pressions statiques et dyna-

mique en divers sections essentielles du banc, ainsi que la dénivellation créée par le passage de l'air dans un venturi permettant ainsi l'évaluation du débit d'air.

Le banc dispose enfin d'un système de régulation dont nous avons parlé plus haut, et qui a fait l'objet d'une étude ce semestre ci.

I.1.c BANC D'ESSAI :

Il se présente en 3 éléments, à savoir une conduite d'aspiration d'air présentant un venturi et un tronçon en coude suivi d'un ventilateur RATEAU de 100CV débitant sur une c.p.c cylindrique entièrement calorifugée suivie elle-même d'une c.c à tube de flamme interchangeable à laquelle on peut ajouter une rallonge et/ou une conduite à pa-nier d'homogénéisation. Les 3 dernières pièces s'assemblent grâce à des colliers. Deux types de tubes de flamme sont disponibles: à trous circulaires et à trous mixtes; la référence 2.4 traite ces deux types de tubes comparativement.

Une sonde de gaz refroidie par circuit d'eau supporte un thermocouple Chromel-Alumel, cela afin de connaître la température ponctuelle de l'écoulement dans la chambre en différentes sections par balayage. Cette sonde peut en effet se mouvoir selon deux axes normaux et est conçue de sorte à pouvoir recueillir des échantillons de gaz de fumées lors d'éventuelles analyses de gaz.

I.1.d INSTALLATIONS COMPLÉMENTAIRES :

L'aspect exceptionnel de ce banc d'essai est qu'il permet l'étude de types variés d'hydrocarbures. En effet il existe une cloisonnée sous terre à l'extérieur du bâtiment, dont la capacité approche les 2000 litres et pouvant être remplie de Kérosène notamment, ou de tout autre hydrocarbure liquide sous réserve de disposer d'une pompe adéquate, de pyromètres convenables. De même, un matériel important de liquéfaction du G.N existe au labo mais nécessite une urgente remise en marche, le G.N pouvant révéler d'intéressantes qualités surtout sous sa forme cryogénique.

Enfin, nous soulignons qu'il existe une imposante instrumentation d'analyse des gaz de combustion par absorption d'infra-rouges qui revêt sans le moindre doute un rôle capital dans l'étude de la combustion comme nous l'expliquerons plus loin. Son exploitation reste très délicate et nécessite une étude et une restauration immédiate (voir § des recommandations)

Le banc a déjà fait l'objet d'une description plus détaillée (voir ref.2.8.)

I.2 LA CHAMBRE DE COMBUSTION :

La chambre de combustion composée d'un tube de flamme isolé de l'extérieur par une enceinte cylindrique, est le lieu où se déroule la transformation de l'énergie chimique en énergie calorifique. Cette c.c est dite "à trous mixtes" en opposition à celle "à trous circulaires". En effet elle permet, grâce à deux types différents de trous de répartir l'air secondaire (IIaire) et tertiaire (IIIaire) en différents niveaux de la chambre en quantités bien définies. L'air primaire est l'air de combustion; il est admis en début de chambre et représente 13% du débit total. Cette limitation est exigée de par le fait qu'on ne doit pas excéder des températures de l'ordre de 1370°K à l'entrée de la turbine pour des raisons de résistances des aubes aux con-

traintes thermiques. Il est de plus, nécessaire de refroidir les gaz de combustion avec les 87% d'air restant en provoquant inévitablement une certaine perte de poussée. Autre limitation aux hautes températures: le phénomène de dissociation (voir chapitre Théorie).

L'air IIaire et IIIaire dilue les gaz brûlés, les refroidissant donc tout en leur prodiguant une homogénéité suffisante à leur sortie de la c.c. Cette homogénéité s'obtient par transferts turbulents dus à la différence de vitesse air-gaz brûlés et à l'aérodynamique du tube de flamme. Cette turbulence est nécessaire, d'autre part, pour que la réaction se fasse en quelques millisecondes. Le "Muft" (représentant les derniers 10%) lui, refroidit le tube de flamme d'une façon continue, puis achève le refroidissement des gaz brûlés dans la tuyère.

Pour la stabilisation de la flamme, le système utilisé dans notre chambre de combustion est celui de l'écoulement de combustible à contre courant (voir chapitre Théorie). Pour se faire, il existe une conduite terminée en rosace, dont les bras sont recourbés à l'opposé du sens de l'écoulement de l'air.

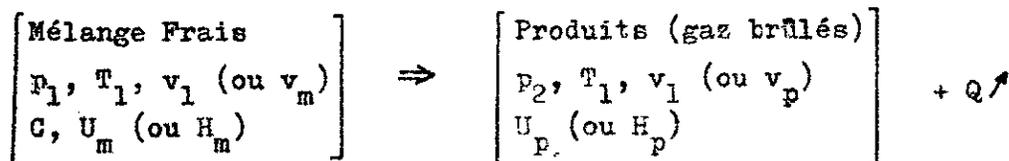
I.3 LA COMBUSTION :

I.3.1 DEFINITIONS :

Nous définirons la combustion comme étant le phénomène de la réaction chimique d'oxydation exothermique d'un corps sous l'action de l'oxygène de l'air dans le cas des hydrocarbures, ou entre deux corps dits alors "Réactifs" dans le cas général.

Cette réaction est accompagnée de variation des paramètres thermochimiques des corps y participant. La réaction génère une quantité d'énergie associée à ces variations: c'est "L'Energie Chimique".

Cette énergie chimique libérée correspond pour une transformation isochore à la variation d'énergie interne entre les réactifs (avant la réaction) et les produits (après la réaction), alors que pour une transformation isobare elle correspondra à la variation d'enthalpie du système. On préfère présenter cette correspondance comme la transformation de U (ou H=U+pv) à la température initiale du système donnant une chaleur Q (exothermique donc Q < 0) dégagée d'après la configuration relative à la mesure de la chaleur Q dite "Chaleur de Réaction" selon la schématisation suivante :



Ecrivons l'équation de conservation de l'énergie :

1° - Pour l'isochore:

$$C + U_m = Q + U_p \Rightarrow C = Q_{v,T} + (U_m - U_p)_T$$

2° - Pour l'isobare:

$$C + U_m + pv_m = Q + U_p + pv_p \Rightarrow C = Q_{p,T} + (H_m - H_p)$$

Lorsque l'on n'explicité pas l'énergie chimique on a :

$$Q_{v,T} = (U_1 - U_2) > 0$$

$$Q_{p,T} = (H_1 - H_2) > 0$$

U, H étant respectivement les énergies internes et enthalpies GLOBALES compte tenu de l'énergie chimique.

Connaissant cette valeur, expérimentalement par exemple, à une température donnée on peut la calculer à toute autre température moyennant la connaissance des enthalpies sensibles données par des tables, cela grâce à la relation de KIRCHOFF :

$$Q_{p,T} = - (\Delta H_c)_{p,T}$$

$$(1) Q_{p,T_1} = H_1^{T_1} - H_2^{T_1}$$

$$(2) Q_{p,T_2} = H_2^{T_2} - H_1^{T_2}$$

(2) - (1) donne :

$$Q_{p,T_2} = Q_{p,T_1} + (\Delta H_1)_{T_1}^{T_2} - (\Delta H_2)_{T_1}^{T_2}$$

$$\text{soit } Q_{p,T_2} = Q_{p,T_1} + (\Delta H_m)_{T_1}^{T_2} - (\Delta H_p)_{T_1}^{T_2}$$

$$\text{ou encore } Q_{p,T_2} = Q_{p,T_1} + \int_{T_1}^{T_2} (\sum C_{p,m} - \sum C_{p,p}) dT$$

I.3.2 NOTION DE POUVOIR CALORIFIQUE :

La variation $Q_{p,T} = - (\Delta H_c)$ est égale à la différence des enthalpies de formation des produits finaux et initiaux de la réaction. Ce qui s'exprime par :

$$(\Delta H)_T = (\sum \Delta H_p)_T - (\sum \Delta H_m)_T$$

On peut donc faire intervenir les enthalpies globales égales à la somme enthalpie de formation + enthalpie sensible, en spécifiant la température de référence T_r :

$$H^{Tr} = (\Delta H^{\circ}_F)_{T=0} + \int_0^{Tr} C_p dT$$

$$\text{ainsi (1) donne : } [\Delta H_c]_{T_1} = H_2^{T_1} - H_1^{T_1}$$

$$\text{et (2) donne : } [\Delta H_c]_{T_2} = H_2^{T_2} - H_1^{T_2}$$

Nous venons ainsi de voir la notion de pouvoir calorifique à tra-

vers ΔH_c :

Réactifs donnent Produits - ΔH_c (réaction exothermique)

$$\Delta H_c < 0 \Rightarrow -\Delta H_c = + Q_p \text{ (pouvoir calorifique)}$$

Cette valeur s'exprime en kcal/kg pour les combustibles liquides, et en kcal/m³ pour les gaz (T= 0°C et p= 1 atm). Cette caractéristique est la plus importante pour le combustible.

Les relations déduites dans ce paragraphe valable pour une transformation à pression constante peuvent être établies de la même manière pour une transformation isochore.

Sous sa forme généralisée :

$$(Q_p) = - (\Delta H_c)_T = \eta_i \left(\sum \nu_i \Delta H_{F, Tr}^{\circ} + \int_{Tr}^T \sum \nu_i C_{p_i} dT \right)$$

avec η_i comptant positivement les paramètres du mélange frais et négativement ceux des produits. $\Delta H_{F, Tr}^{\circ}$ représente l'enthalpie de formation standard à la température spécifiée.

I.3.3 IMPORTANCE :

Les réactions chimiques d'oxydation exothermique et autres phénomènes exothermiques sont incontestablement les plus usités dans la transformation d'énergie, l'énergie libérée étant de nature calorifique elle est reconvertie en énergie mécanique grâce à l'élévation des températures de l'écoulement (cas des systèmes ouverts) accompagnée de celle des pressions (cas des systèmes fermés). Bien que d'autres formes d'énergies soient disponibles (nucléaire: fissuration des noyaux d'éléments radioactifs, éolienne, géothermique, solaire etc..) l'abondance des hydrocarbures assure encore une plus grande rentabilité, vu les investissements énormes que nécessitent les autres alternatives qui n'en sont encore qu'à leur stade "embryonnaire" de développement.

Du point de vue de la mécanique, la connaissance de la combustion comme "catalyseur de travail mécanique" est impérative, aussi bien pour l'évaluation des rendements de turbomachines, l'évaluation des structures que pour l'études des matériaux et des dimensionnements. Les thermiciens et les constructeurs doivent donc être motivés vers une maîtrise plus complète de ce phénomène "générateur" et "limitateur".

L'étude des phénomènes se rapportant à la combustion tend sur le plan thermochimique que cinétique (aérothermochimique) en est encore à ses débuts et reste du domaine de l'expérimentation, la combustion en elle même étant du point énergétique très aisée à comprendre.

CHAPITRE II : ENERGETIQUE DE LA COM- BUSTION (THEORIE) .

II.1 DEFINITIONS :

II.1.1 DIFFERENTES COMBUSTIONS POSSIBLES :

La forme la plus répandue de combustion est celle d'un hydrocarbure par l'oxygène de l'air (combustible et comburant respectivement). La combustion est la réaction exothermique "presque" instantanée d'oxydation de particules de combustible avec l'air. Cette réaction n'est possible qu'à partir d'une certaine température dite "Température d'Auto-inflammation". L'amorçage de la combustion dans un foyer de c.c est assuré par l'éincelle produite entre les électrodes d'une bougie. La combustion se propage par réactions complexes successives faisant intervenir des particules intermédiaires qui catalysent la réaction: les Radicaux Intermédiaires. On peut convenablement schématiser le processus par :

- La formation des radicaux:



A: molécules initiales

B: radicaux intermédiaires

- Propagation de la combustion par intervention des radicaux libres:

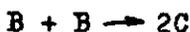


C: molécules finales

ou



- Fin de la réaction amenant aux espèces finales:



On distingue 3 sortes de combustion selon la nature des gaz brûlés :

- Si ceux-ci ne comportent plus de particules combustibles la combustion est dite "COMPLETE" ou "TOTALE".

- Dans le cas contraire elle sera dite "INCOMPLETE".

- La combustion sera "NEUTRE" ou "STOECHIMETRIQUE" si les produits de la combustion complète ne renferment plus d'oxygène libre.

- Elle sera enfin dite "AVEC EXCES D'AIR" si les quantités d'air ramenées à celles du combustible sont en dessous ou en deça de la quantité stoechiométrique. Dans ce cas le mélange sera dit "Riche" et "Pauvre" respectivement.

II.1.2 POUVOIRS CALORIFIQUES :

Le combustible pris dans des conditions de référence brûle dans un calorimètre avec l'oxygène (dans un foyer avec celui de l'air). Les produits de la combustion sont ensuite ramenés à la température initiale, fournissant une quantité de chaleur. Rapportée à l'unité de masse cette quantité de chaleur définit le "POUVOIR CALORIFIQUE" (voir § I.3.2).

A pression constante, la combustion dans un calorimètre de JUNKER détermine Q_p : le pouvoir calorifique à pression constante.

A volume constant, la combustion dans une bombe calorimétrique détermine Q_v : le pouvoir calorifique à volume constant.

l'eau contenue dans les produits est ramenée à l'état liquide on a faire au Pouvoir Calorifique supérieur: Pp

l'eau contenue dans les produits reste à l'état de vapeur on a à faire au Pouvoir Calorifique Inférieur : Ip

II.: CHALEUR DE FORMATION ET DE REACTION :

) La chaleur de réaction est définie comme la chaleur nécessitée à la réaction de production d'un composé à partir de ses éléments dans leur état physique naturel. La chaleur de formation d'un élément dans son état physique naturel est prise égale à zéro (réf 1.9).

) La chaleur de réaction (ou de combustion) est la quantité de chaleur qui correspond à l'oxydation d'une môle d'un composé donné. Si le matériau comprend C, H, O et/ou N, les produits à 25°C de cette oxydation sont (CO2 g), (H2O liq), et/ou (N g)

$$\Delta H_T^0(\text{réaction}) = -\sum_i \eta_i \Delta H_T^0(\text{produits}) + \sum_j \eta_j \Delta H_T^0(\text{réactifs})$$

η_i et η_j : coefficients stoechiométrique en unité de môle (réf 1.9)

Cela revient à dire que la chaleur de réaction, aussi notée Qp est égale à la différence des chaleurs de formation des produits frais et des gaz brûlés et la relation précédente s'explique par :

$$\Delta H_T^0(\text{réaction}) = Q_p = \sum_i \eta_i \left[Q_i^{Tr} + \int_{T_r}^T C_{p_i} dT \right]$$

les η_i comptés positivement pour les réactifs, négativement pour les produits (réf 1.1).

Remarque : Si les produits frais sont à température Tr alors :

$$P_{ci} = Q_p = \sum_i \eta_i Q_i$$

II.: TRAVAIL MECANIQUE UTILE :

C'est le travail reçu par le système, abstraction faite du travail fourni par l'atmosphère :

$$\Delta W^* = \Delta U - \Delta Q - \Delta W_p \quad \text{où } \Delta W_p = \text{travail fourni par l'atmosphère}$$

$$\text{aura aussi } \Delta U = T_{ext} \Delta S + \Delta W^* - P_{ext} \Delta v$$

$$\text{soit } \Delta H = \Delta W^* + T_{ext} \Delta S$$

II.: PARAMETRE D'ETUDE :

II.: LE RAPPORT DE MELANGE :

C'est le rapport du débit massique de combustible sur celui de mburant. Il se note généralement f :

$$f = \left(\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} \right)$$

spécifiera f_s pour les quantités relatives à la combustion stoe-
chiométrique :

$$f_s = \left(\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} \right)_{st.}$$

II.2.b LA RICHESSE :

Elle sera conventionnellement prise égale à l'unité pour les conditions stoechiométriques. Elle se note ϕ et est définie par le rapport suivant :

$$\phi = \frac{f}{f_s} \quad \begin{array}{l} \phi < 1 : \text{mélanges pauvres} \\ \phi > 1 : \text{mélanges riches} \end{array}$$

II.2.c L'EXCÈS D'AIR :

Pour obtenir à coup sûr une combustion complète, on travaille dans la plupart des cas avec de l'oxygène (de l'air donc) en excès, c'est à dire en mélange pauvre. On est donc amené à définir l'excès d'air désigné par α comme le rapport :

$$\alpha = \frac{1 - \phi}{\phi}$$

Dans les conditions stoechiométriques $\phi = 1$ et donc $\alpha = 0$

II.3 BASES FONDAMENTALES :

II.3.1 HYPOTHESES :

L'énergétique de la combustion repose essentiellement sur les deux premiers principes de la thermodynamique. Pour se faire nous devons énoncer les suppositions suivantes :

- La c.c est calorifugée et supposée totalement adiabatique (le système n'échange pas de chaleur).
- Le travail des forces de pression est nul. Les pertes de charges étant insignifiantes (réf 2,4,5 et 6) la pression est constante le long de la chambre.
- Aucun travail mécanique n'apparaît donc dans la chambre (le système n'échange pas de travail).
- L'écoulement est permanent ($\dot{m} = \text{cste}$).

II.3.2 THERMODYNAMIQUE DE LA COMBUSTION (BILAN D'ENERGIE) :

La combustion se faisant sans échange de chaleur, ni de travail avec l'extérieur, chose très approximativement réalisée dans la pratique, l'énergie de réaction ne sera utilisée qu'à élever la température des produits frais à celle de la flamme, de sorte que :

$$H = U + pv = \text{constante}$$

Nous résumons cela par :

$$Q + W_p + W^* = U + pv = H$$

$$dQ + dW_p + dW^* = dU + d(pv) = d(U + pv) = dH$$

$$\text{or } dQ = dW_p = dW^* = 0 \Rightarrow dH = 0$$

Soit, si nous passons du point 3 (entrée des gaz frais dans la c.c) au point 4 (sortie des gaz brûlés de la c.c) et que l'on ramène les enthalpies à l'unité de masse :

$$H_4 = H_3 \quad \text{avec} \quad H_3 = \frac{fH_c + H_a}{f + 1}$$

II.3.3 DETERMINATION DES ENTHALPIES :

Les enthalpies sont déterminées graphiquement ou par le calcul en utilisant des transformations hypothétiques arbitraires choisies selon la nature des tables et listings disponibles. Certaines expressions de rendement (§ III.4) nécessitent la connaissance de ces grandueurs.

1ère possibilité :

On peut prendre comme point de départ les corps actifs à une température de référence T_r pour laquelle ils sont à enthalpie nulle conventionnellement (298.5°C en pratique).

Puis on les décompose en leurs éléments simples toujours à T_r , en fournissant une énergie égale à la chaleur de formation prise avec le signe opposé.

$$\Delta H_{\text{décomp}}^{T_r} = - \left(\frac{f [\Delta H_f^{\circ}]^1 - [\Delta H_f^{\circ}]^2}{f + 1} \right)$$

A partir de ces éléments on forme à T_r toujours, un mélange de composition analogue à celle des gaz brûlés avec une diminution d'enthalpie :

$$(\Delta H_f^{\circ})^{T_r} = \sum_i \gamma_i (\Delta H^{\circ})_i^{T_r}$$

On doit donc connaître préalablement la composition des gaz brûlés et les équations d'équilibre de toutes les réactions. On chauffe enfin le mélange de T_r à T_4 avec l'apport de chaleur :

$$(\Delta H_{T_r}^{T_4}) = \sum_i \gamma_i \int_{T_r}^{T_4} C_{p_i} dT \quad \text{fig II.3.3.a}$$

d'où le bilan enthalpique :

$$\Delta H_{\text{décomp}}^{T_r} + \Delta H_{T_r}^{T_4} = \sum_i \gamma_i (\Delta H^{\circ})_i^{T_r} + \sum_i \gamma_i \int_{T_r}^{T_4} C_{p_i} dT$$

2ème possibilité :

Le mélange est ramené cette fois à 0°K et le processus reste le même. On devra cependant calculer les enthalpies nécessaires à 0°K. On obtient une figure semblable à la fig II.3.3.a (voir page suivante fig II.3.3.b). Ces deux procédés expriment qu'à partir des éléments pris à une température de référence (T_r ou 0°K) le mélange de composition du point 3 et celui du point 4 on même enthalpie globale.

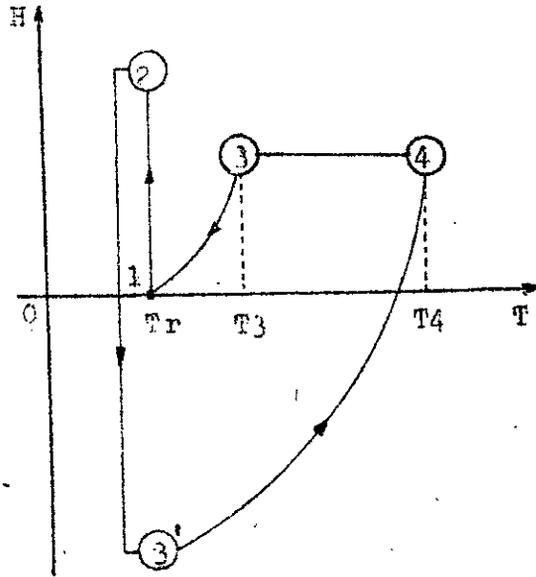


Fig II.3.3.a

- (°) 3 - 1 : refroidissement
- 1 - 2 : décomposition
- 2 - 3' : formation des produits
- 3' - 4 : Echauffement jusqu'à T_4

II.3.4 BILAN DE MASSE :

Le bilan de masse exprime la conservation de matière. Les concentrations en espèces chimiques varient d'un état initial relatif aux composés du mélange frais dits "réactifs" pour atteindre des valeurs finales propres aux composés des gaz brûlés dits "produits".

La combustion en régime pauvre, d'excès d'air α est donc régit chimiquement, pour un hydrocarbure de formule brute $C_xH_yN_z$ par une équation chimique spécifique.

Dans le cas de la supposition que les produits sont tous saturés et en équilibre chimique cette équation sera la suivante :

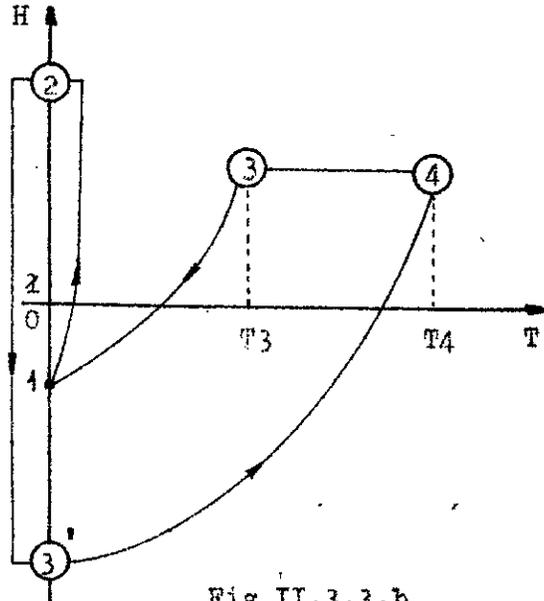
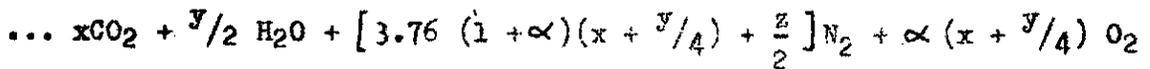
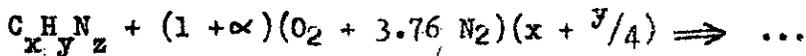


Fig II.3.3.b



L'air ayant pour formule $O_{0.42}N_{1.58}$ il y a 3.76 fois plus de N_2 que d' O_2 .

- Le nombre de moles des différentes espèces contenues dans les gaz brûlés sera :

$$\nu = x + \frac{y}{2} + 3.76 (x + \frac{y}{4}) + \frac{z}{2} + 4.76 \alpha (x + \frac{y}{4})$$

- Les pourcentages en volumes de chaque de ces espèces est :

$$\% CO_2 = 100 \frac{x}{\nu}$$

$$\% H_2O = 100 \frac{y/2}{\nu}$$

$$\% N_2 = 100 \frac{(3.76(1+\alpha)(x+y/4) + z/2)}{\nu}$$

$$\% O_2 = 100 \frac{(\alpha(x+y/4))}{\nu}$$

(*) Phénomène de dissociation : L'équation chimique précédente considérant une combustion complète idéale donne lieu à des molécules stables saturées (CO_2 , H_2O) tand qu'on n'atteind pas de températures de fin de combustion égales à $2000^\circ K$. Si on atteint cette valeur les molécules obtenues sont instables et se décompose par réactions endothermiques en CO , OH , NO etc...

II.4 RENDEMENTS DE LA COMBUSTION :

II.4.1 DEFINITIONS :

On appelle "RENDEMENT" le rapport de l'effet utile d'une opération à la dépense, d'une façon générale c'est un rapport d'énergie.

Il est égal à l'unité dans le cas d'une transformation idéale, qui est, de ce fait, utilisée comme référence.

On appelle " EFFICACITE " le rapport comparant la transformation réelle à une autre transformation moins éloignée d'elle que la transformation idéale: la transformation la meilleure effectivement réalisable.

On appelle " INDICE DE QUALITE " toute grandeur liée au degré de perfectionnement de la transformation.

II.4.2 RENDEMENTS :

Nous ne faisons que rapidement les définir car ils sont nombreux.

II.4.2.a RENDEMENT THERMIQUE :

L'expression de l'énergie utile est :

$$W_u = (H + \frac{1}{2} u^2)_1 - (H + \frac{1}{2} u^2)_2 - q$$

$$\text{où } q = (S_1 - S_2) - \pi$$

q : Chaleur fournie à l'extérieur

π : ensemble des pertes énergétiques entre 1 et 2

On définit l'Energie Utilisable par :

$$\Gamma = H - \theta S + \frac{1}{2} u^2 \quad \text{voir } \S \text{ II.1.4}$$

$$W_u = \Gamma_1 - \Gamma_2 - \pi \quad \begin{aligned} \Gamma_1 &= H_1 + \frac{u_1^2}{2} - \theta S_1 \\ \Gamma_2 &= H_2 + \frac{u_2^2}{2} - \theta S_2 \end{aligned}$$

$$W_u = \text{l'effet utile} \quad ; \quad \Gamma_1 - \Gamma_2 = \text{la dépense}$$

Le rapport de ces deux grandeurs rapportées au kilogramme de mélange donne le " Rendement Energétique " ou " Global " :

$$\rho = \frac{\Gamma_1 - \Gamma_2 - \pi}{\Gamma_1 - \Gamma_2} = 1 - \frac{\pi}{\Gamma_1 - \Gamma_2}$$

Il est plus commode d'utiliser, à la place de $\Gamma_1 - \Gamma_2$, le pouvoir calorifique inférieur :

$$\Delta H_o = H_1 - H_f \quad (\text{combustion idéale avec produits (f) à T initiale})$$

$$W_u = (H_1 - H_f + \frac{u_1^2}{2}) - (H_2 - H_f + \frac{u_2^2}{2})$$

et on définit ainsi le " Rendement Thermique " :

$$\rho_{th} = \frac{W_u}{\Delta H} = 1 - \frac{H_2 - H_f - \frac{u_1^2}{2} - \frac{u_2^2}{2}}{H_1 - H_f} = \frac{q}{\Delta H} \quad \text{où } \Delta H = H_1 - H_2$$

En ne se préoccupant que des termes caractérisant la combustion, on obtient le " Rendement de la combustion " :

$$\eta = 1 - \frac{H_2 - H_1}{H_1 - H_f} = \frac{H_1 - H_2}{H_1 - H_f} = \frac{\Delta_1 H}{\Delta H}$$

avec $\Delta_1 H$: Variation d'enthalpie correspondant à la combustion réelle (produits ramenés à T initiale).

ΔH : Pouvoir calorifique inférieur à la pression $p = p_1$

(°) On peut se donner une température de référence et on utilisera H_f au lieu de H_1 et on calculera le Pci à cette température. sachant que :

$$H_1 - H_2 = \int_{T_1}^{T_2} Cp' dT \quad Cp' : \text{chaleur massique des gaz brûlés de la combustion réelle.}$$

$$H_1 - H_f = \int_{T_1}^{T_f} Cp dT \quad Cp : \text{" " " " " " " " " " " idéale.}$$

et que Cp' et Cp sont des fonctions linéaires de la température:

$$Cp' = a' + \frac{1}{2} b' (T_2 + T_1) (T_2 - T_1)$$

$$Cp = a + \frac{1}{2} b (T_f + T_1) (T_f - T_1)$$

comme pour les mélanges, pauvres $T_2 \approx T_f$ et que $Cp' \approx Cp$ on peut simplifier l'expression de η et aboutir à :

$$\eta_T = \frac{T_2 - T_1}{T_f - T_1} = \frac{\Delta T_{\text{réel}}}{\Delta T_{\text{théo}}}$$

II.4.2.b METHODE DE LA RICHESSE EQUIVALENTE :

On peut considérer la combustion incomplète d'un volume de mélange comme équivalent à la combustion complète d'un volume inférieur. Ainsi, en définissant la " Richesse Equivalente " celle qui donnerait par combustion complète la même élévation de température que la combustion réelle, on définit :

$$\eta_\varphi = \frac{\text{richesse équivalente}}{\text{" " réelle}} = \frac{\varphi \text{ éq}}{\varphi \text{ réelle}}$$

II.4.2.c RENDEMENT A PARTIR DU BILAN DE LA COMBUSTION :

Selon la figure II.4.2.c, nous pouvons assimiler l'effet utile à l'obtention de T_4 à la valeur f' du rapport de mélange pour le cas idéal référentiel et la dépense au rapport de mélange f .

On définit ainsi le rendement de combustion (utilisé dans cette étude) par :

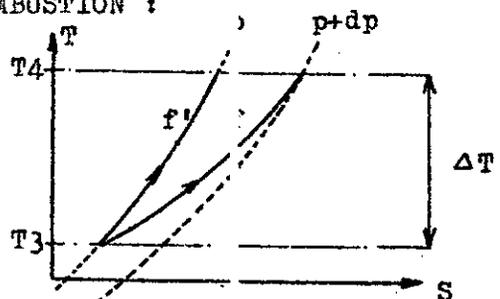
$$\eta_b = \frac{f'}{f} \quad \text{le bilan étant:}$$

$$H_3 + f' (H_c + \Delta H_c) = (1 + f) H_c$$

$$\text{soit } Cp_1 T_3 + \eta_b f (H_c + \Delta H_c) = (1 + f) Cp_2 T_4$$

d'où

$$\eta_b = \frac{[(1 + f) T_4 - \frac{Cp_1}{Cp_2} T_3]}{[f \left(\frac{H_c + \Delta H_c}{Cp_2} \right)]}$$



où T_4 : Température des gaz brûlés (section 4 = sortie de la c.c)
 T_3 : Température du mélange frais (" 3 = entrée " " ")
 $CP_{1,2}$: Chaleurs spécifiques du mélange en 3 et en 4 respectivement
 H_c : Enthalpie globale du Gaz Naturel à $T_r = T_3$ ($T_r = 298.15^\circ K$)
 ΔH_c : Pouvoir calorifique inférieur du combustible.
 f : Rapport de mélange.

II.4.3 EFFICACITES :

On prend pour référence, non plus la combustion complète idéale mais celle pour laquelle les gaz brûlés sont supposés maintenus à la composition constante fictive de fin de combustion complète ne comprenant que des molécules saturées. C'est la combustion la meilleure réalisable (indicoée b). On définit ainsi les efficacités suivantes :

$$\eta_T = \frac{T_2 - T_1}{T_b - T_1} ; \eta' = \frac{H_2 - H_1}{H_b - H_1} \quad \text{et} \quad \eta_\psi = \frac{\psi'}{\psi_1}$$

En faisant figurer les différents rendements et efficacités en fonction du rapport T_2/T_b il est clair que seuls η' et η_T représentent avec une approximation suffisante le rendement de combustion.

Ces valeurs sont liées à la détermination des températures des gaz brûlés graphiquement et expérimentalement (lire réf 1.1).

II.4.4 INDICE DE QUALITE :

On retiendra dans le cas de la combustion sans dissociation le rapport :

$$f_{CO_2} = \frac{(CO_2)_{\text{réel}}}{(CO_2)_{\text{total}}}$$

rapport de la concentration en CO_2 dans les gaz brûlés à celle que donnerait la combustion complète.

Ce rapport f_{CO_2} est un indice de qualité dans ce sens qu'il représente le rendement de combustion dans la mesure où les imbrûlés peuvent être réduits au carbone imbrûlé. Cela n'est cependant acceptable que si les mesures portent sur une série d'analyse donnant un échantillon moyen représentatif.

La valeur f_{CO_2} est d'une utilité très grande pour l'étude de la pollution causée par la combustion d'un hydrocarbure et surtout pour l'étude du degré d'avancement de la réaction supposée totale (sans dissociation) dans un flux en mouvement. Il permet aussi l'étude des flammes pour les combustion déflagrantes.

II.5 STABILISATION DE LA FLAMME :

La combustion dans un foyer de chambre de combustion se propage à la vitesse constante de quelques dizaines de centimètres par secondes. Cette combustion est la " Déflagration " caractérisée par une vitesse généralement comprise entre 30 et 40 cm/s. L'onde de combustion déflagrante est composée d'une zone de préchauffage sans réaction chimique pratiquement : c'est la Quasi-Onde Antérieure (Fig II.5.a). Elle est suivie d'une zone de combustion vive où se réalisent les réactions exothermiques : la zone de Quasi-Onde Postérieure, plus étroite que la précédente et dans laquelle la température s'élève rapidement à sa valeur finale pour la conserver.

La stabilisation de la flamme implique une vitesse de propagation

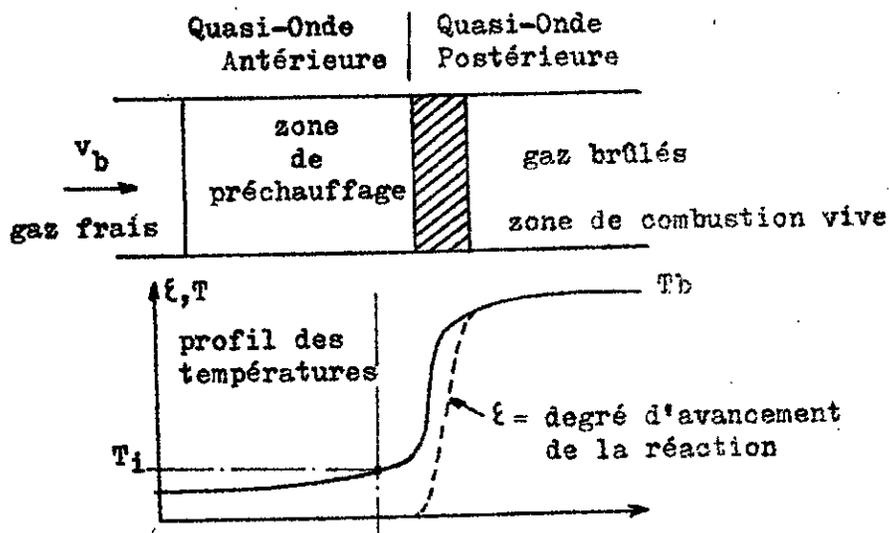


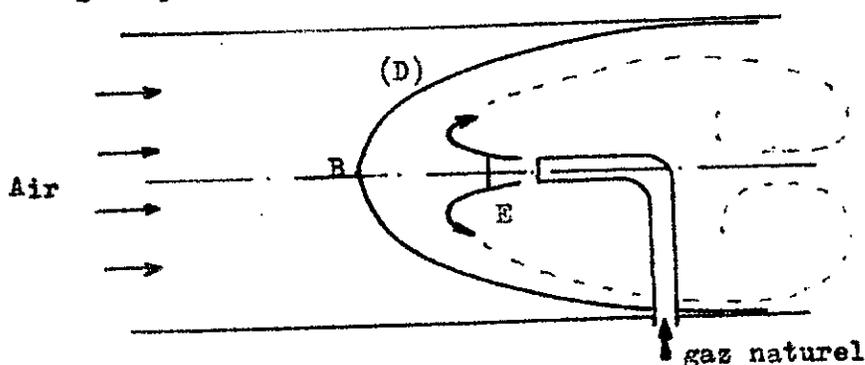
Fig II.5.a - Schéma théorique de la combustion -

de celle-ci en sens inverse de l'écoulement du flux principal. Comme les débits d'air dans les foyers sont 3 à 4 fois supérieur en vitesse que la flamme il faut user d'artifices pour la stabiliser. Les mécanismes utilisés visent à produire des conditions telles que la vitesse du flux gazeux dans le sens de la propagation de la flamme soit suffisamment réduite pour faciliter les échanges de chaleur entre le milieu en réaction et les produits frais qui, arrivant à proximité de la flamme, s'échauffent jusqu'à la température minimum d'inflammation T_i .

On utilise dans notre cas la création de zones mortes au moyen d'un jet gazeux dans le sillage duquel un régime de circulation tourbillonnaire des gaz brûlés permet l'échauffement des gaz frais. Cela se réalise par un jet supersonique de gaz à contre-courant créant une zone où la vitesse des gaz est très réduite et comporte même un point d'arrêt. Les tourbillons stationnaires assurent d'une façon permanente une circulation des gaz dans la zone critique correspondant à un sillage d'un obstacle inerte. Le front de flamme se concrétise par la courbe (D) de la figure II.5.b et il est le siège d'intenses échanges entre les gaz frais et les gaz brûlés.

Dans notre chambre, une rosace utilise ce principe. Elle multiplie ce phénomène grâce à plusieurs bras. Ils existent d'autres procédés (réf 1.1)

fig II.5.b - Stabilisation de la flamme -



B : Point d'arrêt (D) : Front de flamme E : onde de choc

II.6 PLAN DE CALCUL :

II.6.1 EVALUATION DES DEBITS :

Pour le gaz naturel le débit se déduit de l'élévation d'eau créée par le passage de celui-ci dans un diaphragme de dimensions normalisées. Pour l'air on utilise la dénivellation (ou plutôt l'élévation) d'eau créée par le passage de l'air dans un venturi. Nous avons repris les calculs sur la base des réf 2.1,2,...,6 et voici les étapes des calculs:

$$\dot{m}_c = 0.39565 \sqrt{\Delta H_0 f_c} \quad \text{où} \quad f_c = \frac{P_c}{r T_c} \quad \left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_c : \text{débit de G.N (g.s}^{-1}) \\ f_c : \text{masse vol. " (g.cm}^{-3}) \end{array} \right.$$

$$\dot{m}_a = 91.9800 \sqrt{\Delta H_a f_a} \quad \text{où} \quad f_a = \frac{P_a}{R T_a} \quad \left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_a : \text{débit d'air (g.s}^{-1}) \\ f_a : \text{masse vol.air (g.cm}^{-3}) \end{array} \right.$$

avec	ΔH_0	= élévation relative au G.N	mm H ₂ O
	ΔH_a	= " " " " à l'air	mm H ₂ O
	P_c, T_c	= pression " " au G.N	Pascal
		et température " " "	°K
	P_a, T_a	= pression relative à l'air	Pascal
		et température " " "	°K
	r	= constante des gaz parfaits du G.N	: $r = 440...$	J.kg ⁻¹ .°K ⁻¹
	R	= " " " " " " de l'air:	$R = 283...$	J.kg ⁻¹ .°K ⁻¹

Dans le programme " Nb " notamment nous employons des constantes de réctification vu que nous mesurons P_a en mm Hg, et P_c en bars.

II.6.2 AUTRES PARAMETRES DE CALCUL :

Pour les autres paramètres de calcul, en l'occurrence C_{p1} et C_{p2} (voir § II.4.2.a) nous avons dû faire un calcul assez précis en utilisant des tables (réf 1.6). Le détail de ces calculs figure, ainsi que les tableaux correspondant, en annexe II.

(°) La valeur de H_0 , enthalpie globale du gaz naturel à la température de référence (298.16°K) est :

$$4H_0 = -2861.0036 \text{ kJ/kg} = -683.8 \text{ kcal/kg}$$

Cette valeur négligée dans les travaux antérieurs traitant d'études analogues à celle-ci, ne l'est pas ici. Elle figure donc partout dans les équations du bilan thermique et celle du rendement de la combustion.

(°) La valeur de $[\Delta H_c]_a$ a dû être recalculée à partir de récentes données de la station de Hassi-R'Mel, qui nous donne :

Gaz Naturel :

$$P_{ci} = 11000 \text{ Kcal/m}^3 \quad \text{pour} \quad f = 0.843 \text{ kg.m}^{-3}$$

Pour une valeur plus précise nous avons dû faire recours à la formule empirique donnée en réf 2.7 page 13 :

$$P_{ci} = Q_r = 36981 + 36748 \cdot \frac{H}{C} \quad (\text{J.kg}^{-1})$$

$$\text{avec} \quad \frac{H}{C} = \frac{1.008 y}{12.01 x} \quad \text{où} \quad \begin{array}{l} y: \text{nombre d'atomes d'Hydrogène} \\ x: \text{" " " " de Carbone} \end{array}$$

Le calcul effectué en réf 2.2 page 21 donne :

$$x = 5,789$$

$$y = 21,508$$

La valeur de la densité du gaz naturel, d'après les mêmes sources est:

$$d \approx 0.8$$

Sachant que la densité est donnée par :

$$d = \frac{M}{28.996}$$

où M est la masse moléculaire, on a :

$$M \approx 23.2$$

D'après la figure ci-contre on peut estimer l'ordre de grandeur du Pci. ON trouve:

$$P_{ci} \approx 11600 \text{ kcal.m}^{-3}$$

Pour avoir la valeur approximative en kcal.kg⁻¹ on a:

$$\rho = d \times 1.29$$

$$\rho = 0.8 \times 1.29 = 1.032^{(*)}$$

Alors : $P_{ci}(\text{kcal.kg}^{-1}) \approx P_{ci}(\text{kcal.m}^{-3}) / \text{masse vol. } \rho$

$$P_{ci}(\text{kcal.kg}^{-1}) \approx 11600 / 1.032 \approx 11240$$

Ce n'est là qu'un calcul approximatif pour fixer l'ordre de grandeur. Pour le calcul décisif nous avons utilisé la formule empirique citée précédemment:

$$\frac{H}{C} = \frac{1.008 \times 21.508}{12.01 \times 5.789} = 0.311827$$

$$P_{ci} = 36981 + (36748 \times 0.311827) = 48440.02616 \text{ J.kg}^{-1}$$

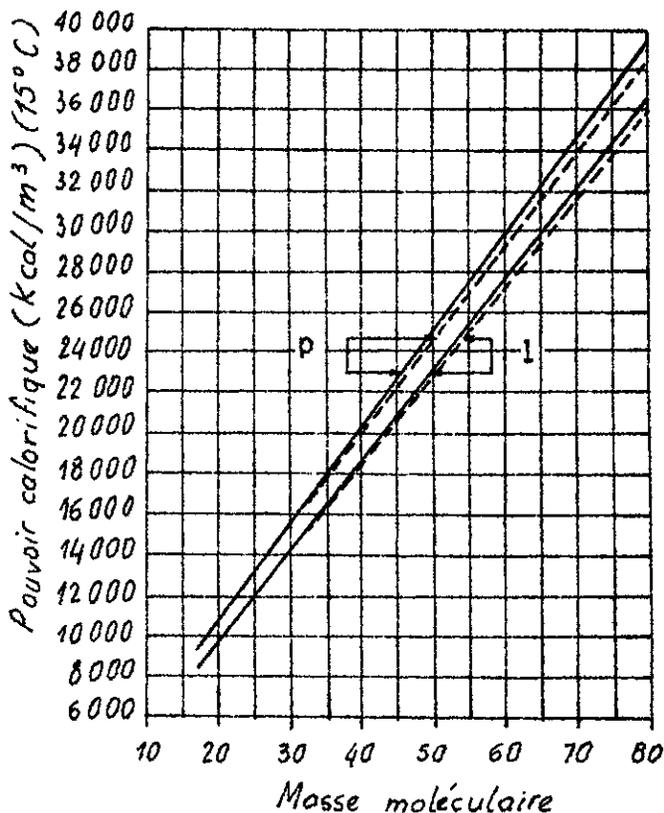
$$P_{ci} = \frac{48440.02616}{4.184} = 11577.4 \text{ kcal.kg}^{-1}$$

H₀, ainsi que ΔH₀(Pci) étant tous deux pris en valeur absolue, on aura le terme :

$$H_0 + \Delta H_0 = 11577.4 + 683.8 = 12261 \text{ kcal.kg}^{-1}$$

Après confrontation de toutes les considérations énumérées dans ce paragraphe nous avons adopté ces dernières valeurs pour tous nos calculs.

Pour une vérification nous avons utilisé les valeurs récentes données par Mr. LEDUC lors de la série de conférence qu'il a présenté à notre département. Ces données concernent les pourcentages en volume des différents composants du gaz naturel de Hassi-R'Mel. A ces valeurs nous avons combiné les Pci respectifs de chaque corps pris réf 1.3 .



(*) cette valeur est supérieure à la réalité. On a $d < 0.8$

On a ainsi :

COMPOSES :	FORMULES :	Pci	% de vol.
Méthane	(CH ₄)	8500	86.9
Ethane	(C ₂ H ₆)	15500	9
Propane	(C ₃ H ₈)	22000	9.6
Butane	(C ₄ H ₁₀)	28500	1.2
Pentane	(C ₅ H ₁₂)	34900	-
Azote	(N ₂)	-	0.3
Dioxyde de carbone	(CO ₂)	-	-

La somme des produits Pci x % de vol. = 9695500 kcal.m⁻³ (x 100)

$$Pci = 9695.5 \text{ kcal.m}^{-3}$$

Les réf 2.1,2..6 donnant pour d : d = 0.652

$$\rho = d \times 1.293 = 0.652 \times 1.293 = 0.843 \text{ kg.m}^{-3}$$

La vérification est directe :

$$Pci (\text{kcal.kg}^{-1}) = \frac{Pci (\text{kcal.m}^{-3})}{\rho} = \frac{9695.5}{0.843} = 11501.2 \text{ kcal.kg}^{-1}$$

Nous retiendrons donc:

Gaz Naturel de Hassi-R'Mel:

$$Pci = 11577.4 \text{ kcal.kg}^{-1}$$

$$d = 0.652$$

$$\text{Formule fictive : } C_{5,789}H_{21,508}N_{0,630}$$

(°) Nous avons dû faire cette évaluation car les anciennes données amenaient à des résultats abhérants et sans signification physique. Le Pci est donné comme valeur moyenne, par les services concernés. Il peut varier. Les données auxquelles nous faisons allusion remontent à déjà 15 ans.

Aucun moyen de mesure du Pci d'un hydrocarbure gazeux n'étant disponible à l'école nous nous sommes contenté de ces valeurs très proches de la réalité.

CHAPITRE III : METHODOLOGIE

I. INTRODUCTION :

Dans ce modeste travail nous avons étudié en particulier deux facteurs importants dans la combustion, à savoir :

- la richesse du mélange
- la consommation de combustible.

Nous allons tout d'abord étudier l'évolution de la combustion dans la chambre comparativement à la théorie et de sorte que les caractéristiques constructives du tube de flamme puissent être mise en relief. Puis nous allons, à partir du bilan thermique, évaluer le rendement de combustion η_b et mettre en évidence l'influence de la richesse et de la consommation sur celui-ci. Nous allons ensuite étudier le comportement thermique à la sortie de la chambre et aboutir ainsi à un abaque où figure un réseau d'isothermes intéressant.

Comme nous l'avons expliqué au chapitre précédent, une étude du rendement de combustion par analyse des gaz brûlés aurait complété cette étude en nous informant sur la qualité de la combustion, la pollution qu'elle entraîne, mais cela ne fut possible pour les raisons citées au chapitre recommandations.

Sur le banc d'essai le réglage direct du débit de gaz, ainsi que celui du débit d'air est aisé et on peut relever les températures en plusieurs points et cela pour différentes sections de la chambre. Il nous a donc juste fallu combiner ces possibilités de réglage selon l'étude envisagée.

Un important laboratoire d'analyse des gaz est disponible et comporte des analyseurs de CO, CO₂, O₂ et N₂. En parallèle des essais effectués nous avons réinstallé et contrôlé le poste de remplissage des gaz s'y rapportant. Quant aux analyseurs proprement dit, les tests que nous avons tenté de réaliser furent voués à l'échec faute de documentation technique spécialisée.

Vu que les prises de gaz donnent des valeurs de ξ_{CO_2} ponctuelles il est certain que mise à part pour la section de sortie, seul l'appareillage à infra-rouge ayant une réponse très rapide est susceptible d'être utilisé pour des échantillons assez importants en nombre pouvant donner des valeurs fidèles et précises de ξ_{CO_2} global. L'utilisation d'un appareil d'Orsat est elle délicate, lente et beaucoup moins précise.

II. ETUDE DE LA REPARTITION DES TEMPERATURES A TRAVERS LA CHAMBRE :

II.1. Essais :

La courbe théorique de combustion subit quelques déformations dans le cas concret des chambres de combustion, et cela du fait qu'un compromis est inévitable entre les quantités de chaleurs récupérées par réaction de combustion d'un hydrocarbure et les températures admissibles sur le plan de vue de la résistance aux contraintes thermiques des matériaux utilisés pour les aubes de turbines en l'occurrence.

A cet effet on conçoit aisément que la dilution des gaz de combustion et leur refroidissement est un critère important pour les turbomachines au même titre que la perfection de la combustion.

C'est ainsi que l'air admis dans la chambre de combustion est introduit dans le tube de flamme en quantités bien définies, à des endroits choisis de sorte à optimiser les deux fonctions: combustion complète et dilution des gaz brûlés.

L'air primaire que consommera la combustion, représente 13% du débit d'air, alors que l'air secondaire et tertiaire (trous circulaires et rectangulaires respectivement) représentent 15% et 62%, le reste constituant le "muft" qui se mélangera aux gaz brûlés dans la tuyère précédant la turbine.

L'air secondaire a pour rôle de compléter au mieux la combustion, alors que l'air tertiaire doit diluer suffisamment les gaz brûlés pour qu'ils soient à une température homogène convenable à la sortie de la chambre de combustion. Une étude détaillée a été faite sur les caractéristiques constructives du tube de flamme à trous mixtes utilisé dans nos essais (ref.2.4).

Pour l'expérimentation nous avons opéré à un quadrillage minutieux des sections de la chambre de combustion de 10 en 10 cm à partir de la sortie (repérée 4) jusqu'en amont de la rosace relativement à l'écoulement du mélange. Les points sondés sont espacés de 1.5 cm et sont suffisant pour donner une bonne moyenne de la température du mélange dans la section sondée. Le balayage est praticable grâce à une sonde en inox supportant le thermocouple (Chromel-Alumel) et translatant suivant deux axes normaux, l'entraînement du support se faisant par système vis-écrou. Au passage nous préconisons de reprendre cette construction, le pas des vis étant trop faible le déplacement est lent et augmente le temps d'essai. La dite sonde est refroidie par eau.

II.2. Manipulation :

Pour un essai (qui dure approximativement 1h30) le compresseur doit être préalablement mis en marche pour donner une pression de stockage suffisante selon les débits envisagés (jusqu'à 130 bars pour les débits importants). Afin d'éviter une perte de temps à cause du vidage des bouteilles lors des essais, il est possible de faire actionner le compresseur dès que l'on commence à débiter, ainsi les débits sont compensés (remplir les bouteilles demande des fois jusqu'à 4 heures si la pression dans les bouteilles est inférieure à 30 bars).

On déplace la sonde jusqu'au niveau de la section désirée de la chambre en repérant la distance voulue sur la sonde. Puis, après avoir fixé et lu tous les paramètres relatifs au gaz naturel et à l'air on presse le contacteur de H.T pour l'allumage en variant s'il le faut les débits quite à les fixer de nouveau après la déflagration. Les paramètres de calcul, tels les débits d'air et de G.N doivent pour chaque essai de cette série être les plus voisins possible, afin que la valeur de "f" (rapport de mélange) reste sensiblement constante pour toute l'expérimentation.

Pour réduire les déplacements il est possible de placer l'indicateur de température donnant T4 près de l'opérateur en veillant à le tenir horizontal et loin des zones de fortes vibrations.

Pour la lecture de T3 (température à l'entrée de la c.c) il est préférable de la relever après un certain temps de fonctionnement du ventilateur, de sorte qu'elle ne varie plus. Une vérification de tous les paramètres est à respecter avant l'arrêt de l'essai, tand pour les débits que pour les pressions et températures. Dans le cas de légères

fluctuations nous avons considéré les valeurs moyennes, vu le peu d'influence qu'elles ont d'après les relations où elles figurent. Nous avons dû considérer comme inexploitable les essais effectués par temps de vents forts, car les bouffés d'air inévitables ont faussé les valeurs de T_4 dont la lecture était d'ailleurs très difficile.

La sonde en inox présentant un coude qui n'est pas à angle droit l'étude de sections éloignées (en l'occurrence à partir des bras de la rosace) est très malaisée. Vu l'inexistence de ce matériau et les problèmes de soudures rencontrés il nous a semblé risqué de redresser la sonde. C'est pourquoi nous nous sommes contenté d'une prospection partielle de la dernière section.

II.3. Résultats :

Pour chaque section nous avons fait figuré dans le tableau A page tous les paramètres nécessités se rapportant au G.N et à l'air, ainsi que les températures à l'entrée de la chambre, et dans la section étudiée ($T_{4\text{ moy}}$ et $T_{4\text{ max}}$). Enfin pour estimer l'importance du rôle joué par chacune des caractéristiques constructives de la c.c, nous avons défini le paramètre "Degré d'Homogénéité" comme le pourcentage du nombre de points dont la température appartient à la plage majoritaire, relativement au nombre total de points sondés.

En annexe I nous avons présenté tous les essais retenus avec le résumé s'y rapportant. Nous présentons en figure I et Ibis les sections étudiées repérées sur le tube de flamme et la courbe à la même échelle de $T_{4\text{ moy}}$, $T_{4\text{ max}}$ et D.H en fonction de la profondeur. Cette dernière courbe est une caractéristique du tube de flamme (voir ref.2.4) alors que les deux autres varient avec les paramètres richesse et consommation. Il est envisageable d'étudier de quelle manière ils influent.

III. EVALUATION DU RENDEMENT DE COMBUSTION :

III.1 Influence de la richesse :

III.1.1 Essais :

Pour faire varier la richesse du mélange (ϕ), il est nécessaire par exemple, de faire varier le débit d'air à débit de G.N constant. C'est ce que nous avons fait d'une série d'essai à l'autre (séries A, B et C). Nous avons considéré le rapport $\Delta H_a / \Delta H_c = K$ et fait varier K (essai A: $K=2$, essai B: $K=3$, essai C: $K=4$). Cela revient à faire varier ϕ dans le rapport $1/\sqrt{K}$. Le rendement est calculable à la sortie de la c.c, car le débit ($\dot{m}_a + \dot{m}_c$) y est connu. Nous avons donc fait les essais en cette section.

Les rapports K choisis évitent les importants débits qui nécessitent à la longue, des remplissages longs et répétés des bouteilles.

III.1.2 Manipulations :

Vu que nous souhaitions entre autre faire l'étude de l'influence de la consommation il nous a donc fallu exécuter ces essais en variant K après avoir terminé la série d'essais s'y rapportant. Le choix de K comme paramètre expérimental est justifiée par le réglage aisé des débits et la lecture directe des ΔH . La manipulation proprement dite est analogue à celle décrite au § II.2.

III.1.3 Résultats :

D'après les valeurs obtenues pour les différents paramètres, en

en l'occurrence η_p , il nous est possible d'exploiter ces séries d'expériences de deux manières:

- D'une part nous traçons la courbe relative au paragraphe suivant sachant que \dot{m}_a est constant pour cette étude.
- D'autre part nous traçons celle des rendements pour les différents débits d'air pour aboutir ainsi à la " caractéristique de la c.c ", autrement dit à la connaissance (graphique) des débits optimums pour lesquels η_p est maximal.

III.2 Influence de la consommation :

III.2.1 Essais :

Cette expérience est relative à une série d'essais. A l'inverse de la manipulation précédente, nous gardons \dot{m}_a = constante et varions simplement le débit de gaz. En fait cela nous a amené à prendre une valeur de K fixée mais d'utiliser comme paramètre expérimental le produit $\frac{n}{n} \times K$ en faisant varier n de 1 à 4. On préserve ainsi une même valeur pour le rapport de mélange "f".

III.2.2 Manipulation : Identiques à celles du § I.2

III.2.3 Résultats :

Nous avons réussi, à la lumière des résultats expérimentaux, à tracer une série de courbes $\eta_p = f(\text{consommation})$ très intéressantes, tout en permettant de voir simultanément l'effet qu'a une variation de la constante d'essai \dot{m}_a .

Pour les essais III.1 et III.2 figurent en annexe II les tableaux récapitulatifs des valeurs expérimentales et des paramètres déduits. Comme pour les essais du paragraphe II, nous exposons en annexe tous les sondages effectués.

IV. INFLUENCE DE " f " SUR LES CONTRAINTES THERMIQUES :

IV.1 Essais :

Une optimisation est envisageable en ce qui concerne η_p en fonction de la richesse, de la consommation ou d'une combinaison des deux: le rapport de mélange. Cependant il existe un autre paramètre intervenant dans cette optimisation, un paramètre qui constitue une limitation aux larges possibilités de varier ϕ ou \dot{m}_a ou encore le pouvoir calorifique. Il s'agit des contraintes thermiques admissibles.

C'est pourquoi nous étudions ici le comportement thermique à la sortie de la c.c par variation de \dot{m}_a à \dot{m}_c = cste puis inversement, la confrontation des deux expériences étant très révélatrice.

IV.2 Manipulation et résultats :

Nous avons donc sondé la section 4 partiellement à partir de son centre (point t1), vu l'homogénéité totale dont elle bénéficie, en variant tantôt ΔH_a à ΔH_c = cste tantôt l'inverse.

Nous faisons figurer chacune des courbes déduites et chacun des tableaux récapitulatifs en annexe III; la confrontation des deux courbes permet d'élaborer un abaque où figure un réseau d'isothermes dans le plan $(\Delta H_c, \Delta H_a) \equiv (\dot{m}_c, \dot{m}_a)$ à un exposant près. Cet abaque permet de conclure en traçant des droites obliques, l'obliquité variant avec la valeur de f (toujours à un exposant près). Cet abaque figure dans le même annexe.

CHAPITRE IV : INTERPRETATION DES RESULTATS

IV.1 REPARTITION DE LA TEMPERATURE DANS LA CHAMBRE :

D'après la fig I (page 24) il est clair que l'homogénéité de la répartition des températures va en diminuant plus on pénètre dans la chambre. Nous remarquons qu'au voisinage de la rosace l'homogénéité augmente pourtant légèrement. Cela est dû à la stabilité de l'écoulement par circulation artificielle (voir § II.5). Cette zone correspond au front de flamme, les gaz frais ayant subi des échanges suffisants dans les régions tourbillonnaires sont véhiculés vers le front de flamme et y sont oxydés avant d'être transporté. Le maximum de température n'est atteint qu'un peu plus loin car la combustion n'est pas encore tout à fait complète, certaines particules ne réagiront qu'en contact avec l'air IIaire. Au delà de cette région l'homogénéité diminue graduellement vers le centre de la chambre. C'est alors que l'effet de dilution commence à converger vers le milieu du tube de flamme. L'effet n'est pas instantané et on obtient l'homogénéité à peu près complète qu'à partir de la section 20cm. Dès que l'action de l'air IIaire pour l'achèvement de la combustion est terminée (section 40cm) les courbes T_{max} et T_{moy} suivent la même allure.

Au régime utilisé on atteint une température en sortie de chambre de 266°C (540°K). Les températures admissibles pour les aubes d'une turbine étant comprises entre 600 et 800°K (cas d'aubes refroidies par circuits d'eau) nous nous trouvons dans des conditions raisonnables. Une augmentation simultanée des débits d'air et de combustible (donc de f) permet d'améliorer le gain en énergie par combustion tout en satisfaisant un meilleur refroidissement.

En ce qui concerne la courbe de la température moyenne (courbe en gras) nous avons procédé à la moyenne des températures relevées dans une section par la relation: $T_{moy} = \frac{1}{n} \sum_i T_i$

En réalité elle est donnée par :

$$T_{moy} = \frac{\sum m_i T_i}{\sum m_i}$$

mais il ne nous est pas possible d'évaluer les débits partiels pour les isothermes. C'est donc là une approximation.

Cette courbe met en relief le fait que l'élévation de température dans la zone de préchauffage n'est pas instantanée, mais nécessite un certains temps pour que les particules soient portées à température d'auto-inflammation. C'est d'ailleurs pourquoi il est important que le gaz soit entraîné par voltex (tourbillons) pour augmenter la période d'échange avec les gaz chauds. Il est à noter, d'après cette courbe que la richesse n'est pas constante le long de la chambre. L'air primaire et une partie de l'air secondaire permettent la combustion complète, puis la richesse diminue avec apparition de l'air tertiaire. Contrairement à ce que stipule la modélisation théorique de la combustion la température varie dans une même section d'un point à l'autre.

La chute de température par l'air de dilution est:

$$(T_{\text{moy}})_{\text{max}} - (T_{\text{moy}})_4 = 893 - 266 = 627^{\circ}\text{C}$$

La chute causée par l'air IIaire représente 30 % du refroidissement.

La chute causée par l'air IIIaire représente 70 % du refroidissement.

Nous noterons enfin que l'effet de l'air IIIaire est plus rapide que celui des trous circulaires (air IIaire). Ceci est dû aux quantités d'air plus importantes (77% contre un peu moins de 15%).

Le relevé de températures en amont des bras de la rosace montre une faible homogénéité que nous expliquerons par le fait que cette zone est une zone morte où seul l'air circule, de plus bien que le front de flamme est très proche il y a absorption de chaleur par la rosace elle-même car il y circule des gaz frais en permanence.

Nous conclurons en indiquant que la dilution se réalise sur une longueur de chambre de 35cm, se terminant à 10cm de la sortie de la chambre.

IV.2 EVALUATION DU RENDEMENT DE COMBUSTION :

La méthode que nous avons employé pour déterminer le rendement de combustion est subordonnée à la précision des mesures. Entre autres nous citerons celle des débits d'air et de gaz, et celle des températures nécessitant un étalonnage assez précis des thermocouples. C'est pourquoi l'allure des courbes II et II' ne peuvent être que qualitativement interprétées. En effet, le venturi bien qu'étant le

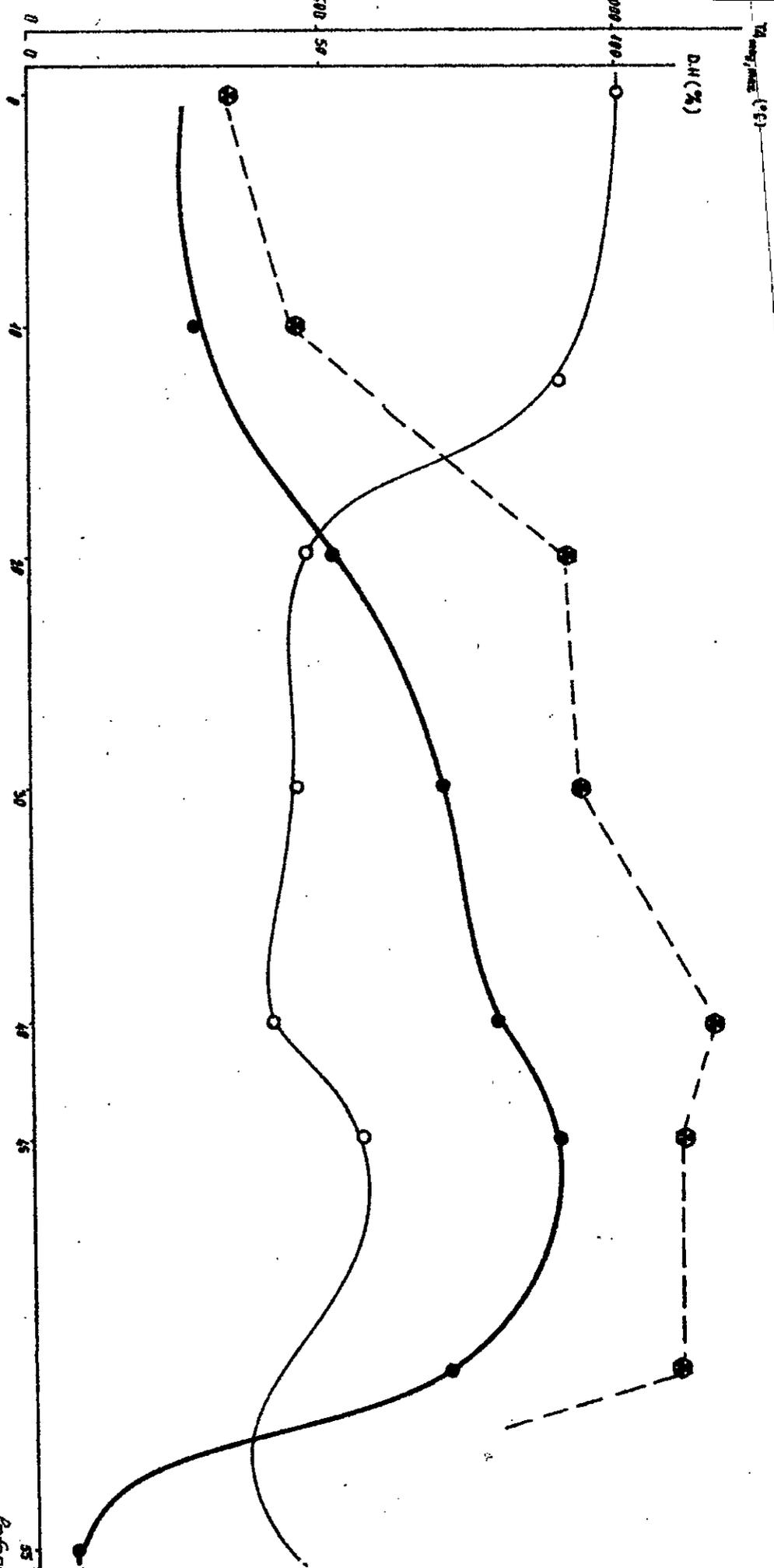


fig I

Repartition de la température moyenne dans la chambre
 // des températures maximales //
 Evolution du degré d'homogénéité à travers //

Profond

10

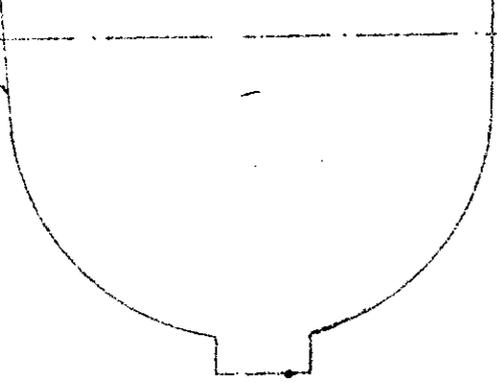
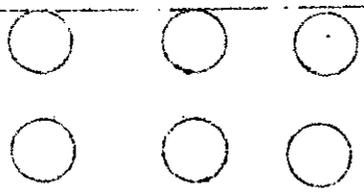
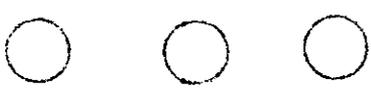
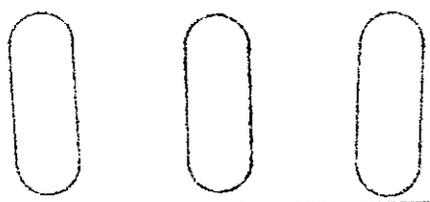
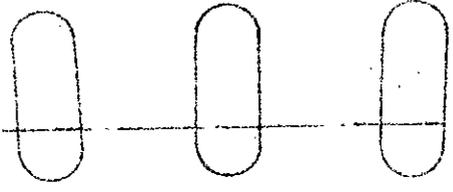
20

30

40

45

55



moyen de mesure du débit d'air le mieux préétabli à cette installation (voir réf 2.1), accuse tout de même une certaine imprécision. De plus ne disposant pas de thermocouple étalonné, notre propre étalonnage ne serait être parfait à 100%. Le calcul du rendement en prenant la définition de \dot{m}_{CO_2} (voir § II.4.4) aurait été plus exacte si ce n'eût été l'impossibilité d'exploiter les analyseurs à infra-rouges.

IV.2.1 Caractéristique de la chambre de combustion :

La figure II' indique l'allure des courbes de rendement en fonction de ΔH_a (ce qui revient à \dot{m}_a après transformation). Nous faisons les remarques suivantes:

- 1° - Le rendement maximal (où l'on a le débit optimum) prend une valeur de plus en plus élevée à mesure que le débit d'air augmente.
- 2° - Cette amélioration va en s'intensifiant: L'allure de la droite que déterminent les optimums a une tangente qui croît avec le débit d'air.
- 3° - On peut discerner un certain palier au voisinage du maximum. Les paliers de ces régions semblent s'élargir quand la valeur du paramètre K ($K = 1/\sqrt{f}$) augmente. C'est à dire que la zone de fonctionnement optimale augmente, tout comme η_b , quand f diminue (c'est à dire plus le mélange s'appauvrit).
- 4° - A même débit d'air une diminution du débit de combustible n'implique pas, apparemment, la même variation des rendements selon la plage de débit.

On peut déterminer le débit d'air optimum donnant le meilleur rendement de la chambre de combustion pour un rapport de mélange fixé. Les résultats les meilleurs s'obtiennent à régimes pauvres sous réserve de ne pas causer le phénomène de dissociation dû aux températures élevées.

IV.2.2 Influence de la consommation :

Il est important de connaître les exigences du point de vue consommation que dicte le meilleur régime. C'est pourquoi à partir des essais de l'annexe II nous avons élaboré la courbe $\eta_b = f(\Delta H_c)$. En réalité, afin de mieux visualiser les variations du rendement dans diverses conditions (avec ϕ comme troisième paramètre) nous avons préféré utiliser en ordonné $(\log \eta_b - 1)$.
Nous arrivons ainsi aux conclusions suivantes:

Fig. 11' : Caractéristique de la chambre de combustion -

$$\eta_b = f(\Delta H_2)$$

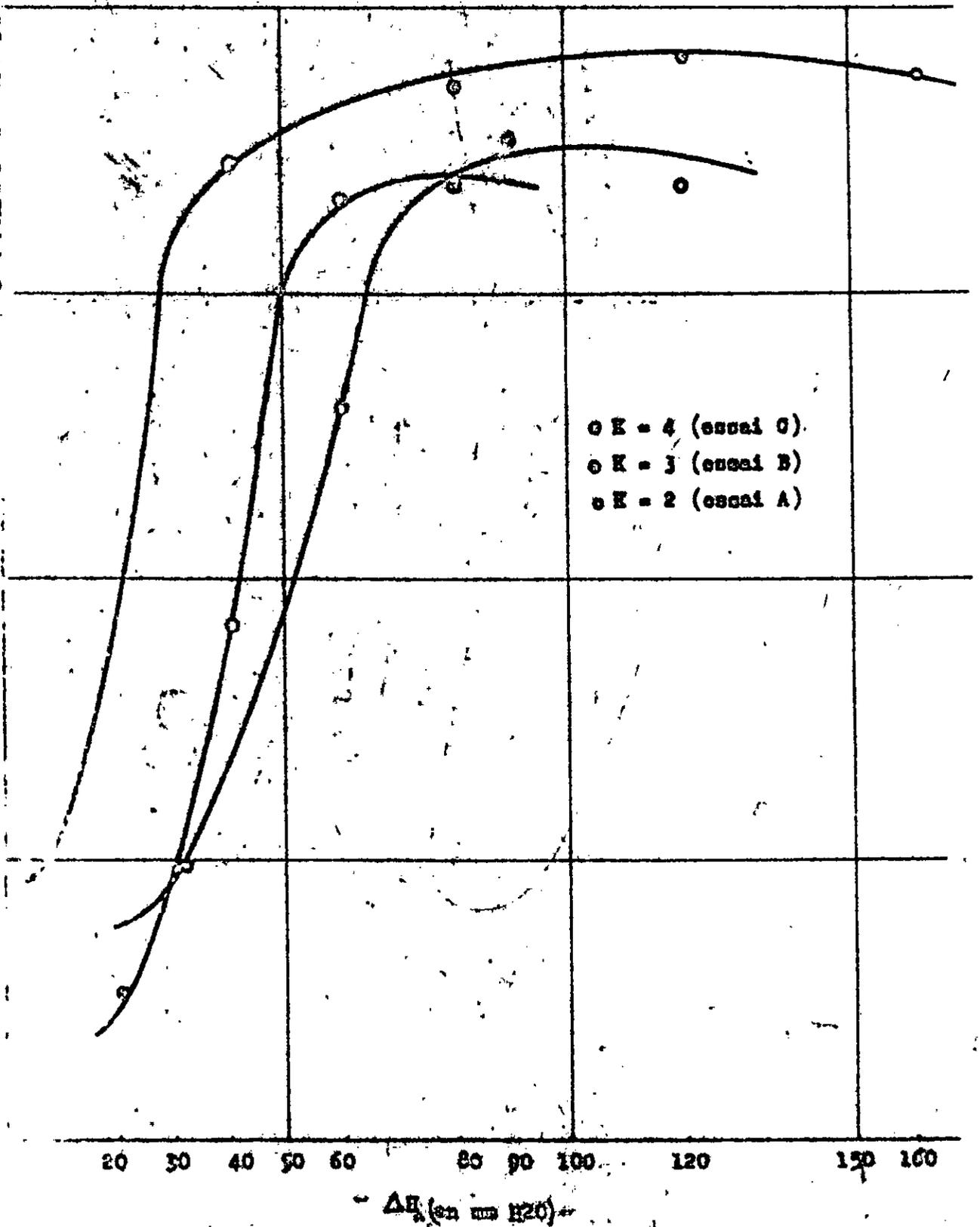
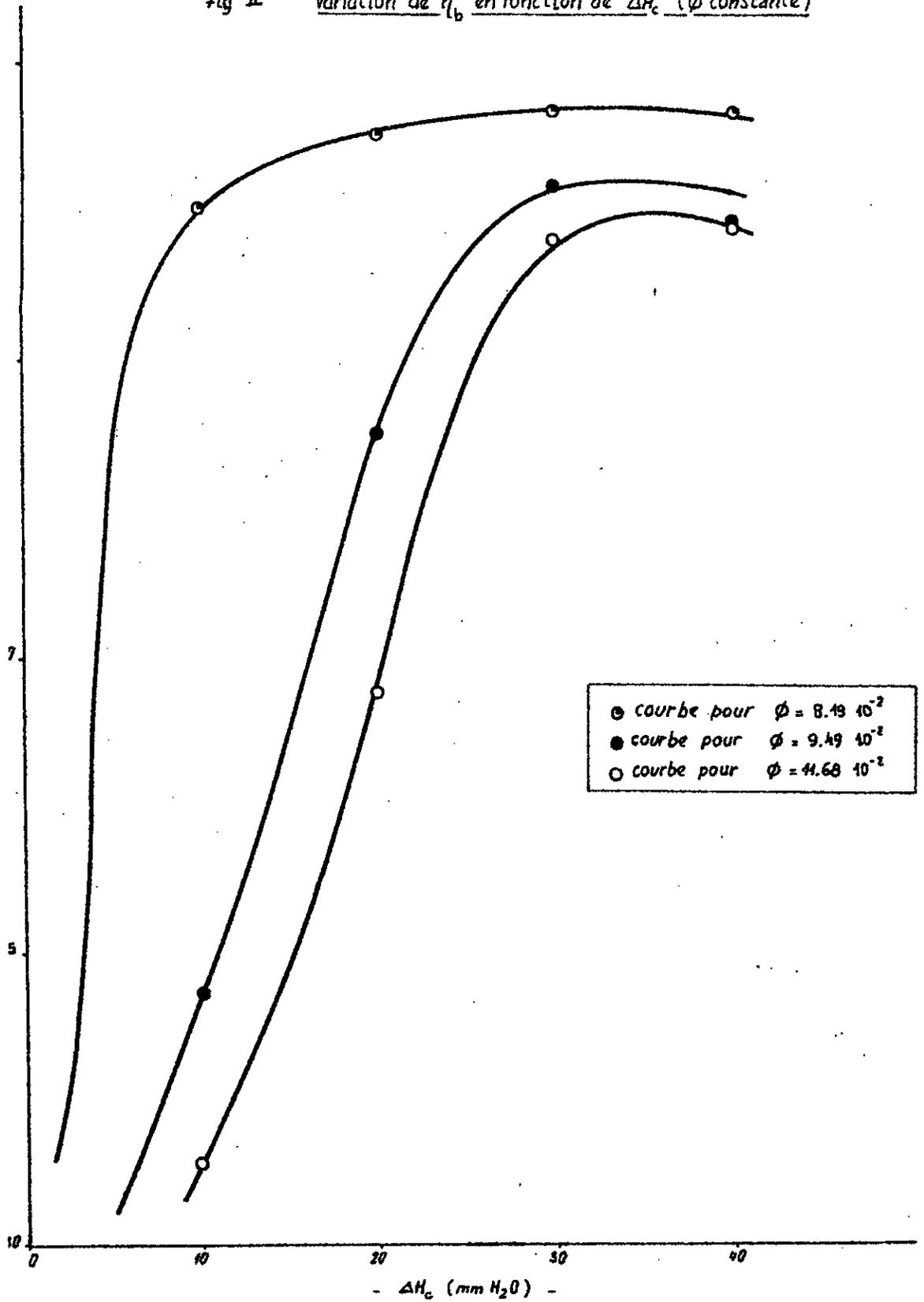


fig II Variation de η_b en fonction de ΔH_c (ϕ constante)



- 1° - le rendement de combustion augmente avec la consommation puis semble atteindre une zone optimale avant de décroître sensiblement. En comparaison avec la caractéristique étudiée précédemment il est possible d'énoncer qu'en fait il exist un palier pour chaque courbe à $\phi = \text{cste}$, mais que celui-ci s'aténue à mesure que le mélange s'enrichit.
- 2° - Plus le mélange sera pauvre plus le rendement atteindra sa valeur maximale rapidement : le débit optimum est plus vite atteint car toujours plus faible.
- 3° - A débit de combustible constant une augmentation de \dot{m}_a aura toujours pour effet d'élever la valeur du rendement.

La consommation est un paramètre d'optimisation. Le fait que les mélanges riches sont néfastes à de bons rendements provient du fait que l'intensité des débits (ou du flux) d'air frais ne permet pas à toutes les particules d'atteindre la température d'auto-inflammation avant d'être transporté par le vortex vers l'extérieur de la zone de circulation (source).

IV.3 INFLUENCE DE " f " SUR LES CONTRAINTES THERMIQUES:

Le principal phénomène qui nécessite que, dans l'application concrète d'un foyer de combustion on s'éloigne quelque peu de la courbe théorique à température de fin de combustion constante après la zone de combustion vive, est le phénomène des contraintes thermiques sur les aubes des turbines où doivent se détendre les gaz chauds et fournir ainsi la poussée et la puissance du compresseur. Il faut limiter les températures à l'entrée dans la turbine aux valeurs admissibles des matériaux des aubes (600 - 800°K soit 327 - 527°C)

IV.3.1 Influence de l'air :

Le réseau de courbe donné en fig III.1 accuse une allure logarithmique de forme $a + \ln \Delta H_c$ où la valeur de a représente la valeur maximale atteinte à ϕ (ou f) donnée, et b est un coefficient négatif montrant que la courbe décroît pour \dot{m}_a croissant. La fonction de refroidissement a donc logiquement toujours lieu et dans le même sens de variation que celui des débits d'air.

Une augmentation de ΔH_c (soit \dot{m}_c) étant un apport supplémentaire de calories les températures augmentent aussi dans ces conditions de

fig III. 1 Variation de T_4 en fonction de ΔH_2 ($\Delta H_c = \text{constante}$)

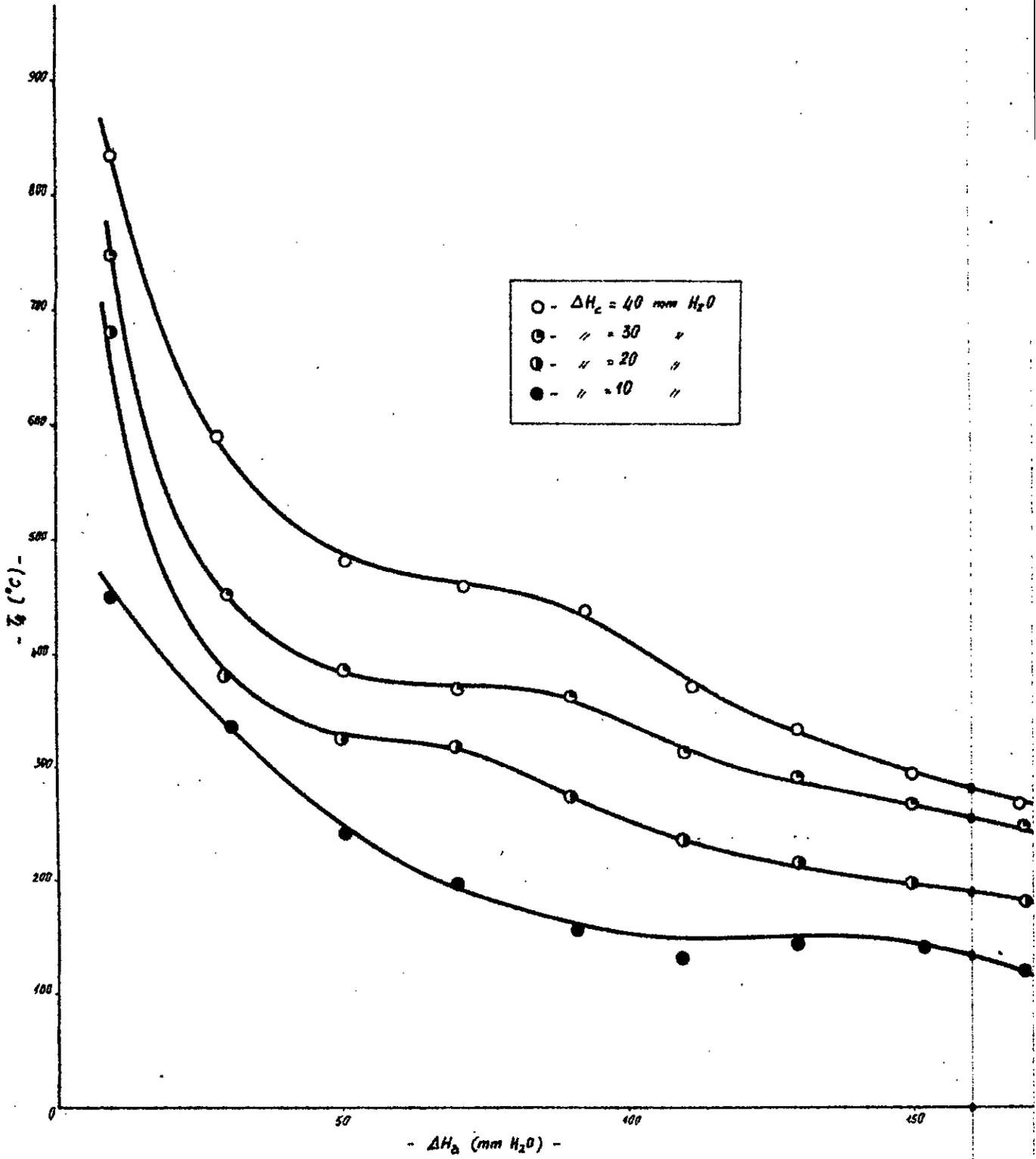
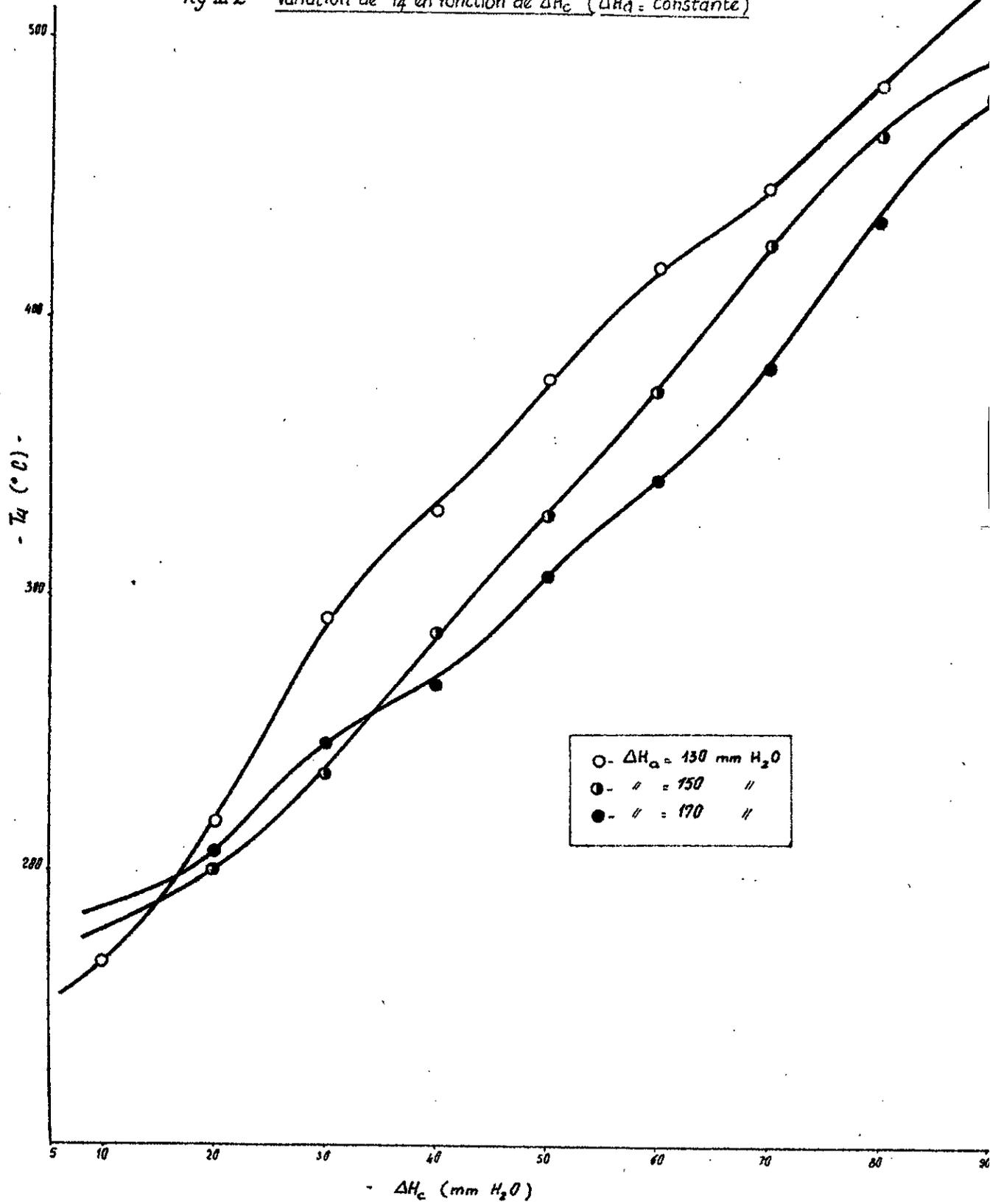


fig III 2 Variation de T_4 en fonction de ΔH_c ($\Delta H_a = \text{constante}$)



notre experimentation.

Pour une zone admissible de températures on peut soit se fixer f_{\max} correspondant à la température maximale que l'on peut atteindre et travailler en dessous de cette valeur, soit fixer \dot{m}_a minimum à partir duquel on est en dessous de cette température et travailler à des débits plus importants tout en combinant cette limitation à celles des valeurs de f correspondantes.

IV.3.2 Influence de la consommation :

Dans la plage des débits de gaz utilisés on s'aperçoit que quelque soit ΔH_o il y a toujours augmentation de t_4 si on consomme plus. Les droites sont à peu près des courbes linéaires relativement voisines de $a + b \Delta H_o$ où $b = 4.3$, et où a varie à l'opposé de ΔH_o : c.à.d. que les températures atteintes seront d'autant plus élevées que le mélange sera riche (on sous-entend: plus il tend vers les conditions stoechiométriques). A $\Delta H_o = \text{cte}$ une variation des débits d'air suit le sens du refroidissement conséquent.

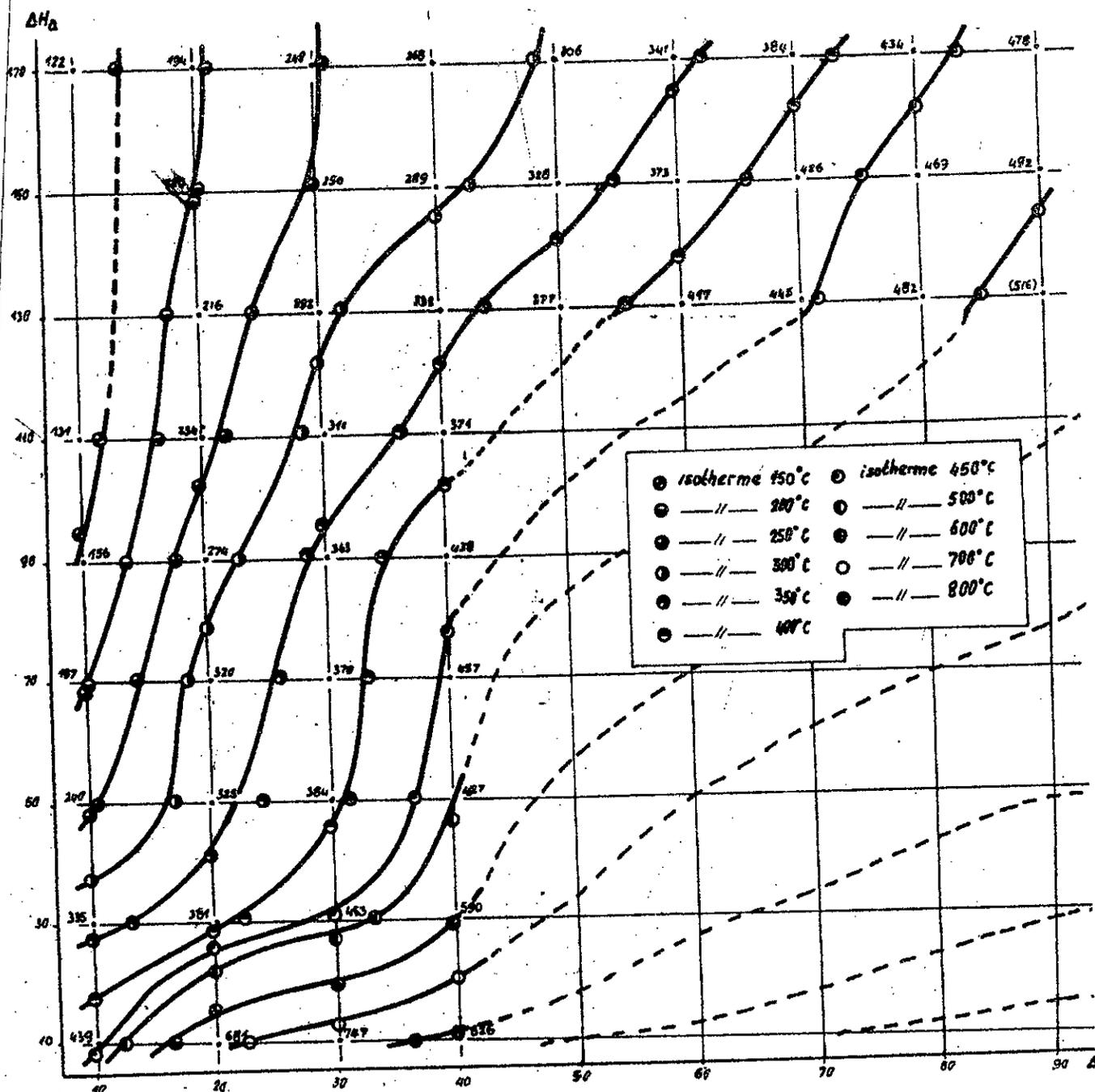
IV.3.3 Confrontation des courbes III.1 et III.2 :

Dans le plan $(\Delta H_o, \Delta H_a)$ nous pouvons imaginer les droites $f = \text{cte}$ selon la valeur de f qui sera représentée par la pente de la droite (la pente diminuant quand f augmente et inversement).

Donc, à priori nous pouvons étudier directement pour chaque f la variation de la température pour différentes conditions de richesse et de consommation simultanément :

- 1° - Les courbes isothermes forment un réseau très compact pour les faibles débits (\dot{m}_a et \dot{m}_o). Les écarts de températures sont très sensibles à la variation très faibles d'un des deux paramètres dans cette zone.
- 2° - Après cette région chaque isotherme prend l'allure d'une droite presque linéaire ce qui, d'après ce que l'on a dit au début de ce paragraphe, signifierait que l'isotherme épouse pratiquement la droite de mélange. Ce résultat est fort intéressant vu qu'il est ainsi possible de réaliser les conditions optimales de fonctionnement de la chambre de combustion en choisissant f optimal spécifique à l'isotherme satisfaisant à la condition de résistance des aubes aux contraintes thermiques.
- 3° - La pente des isothermes diminue avec la valeur de la température

Fig III.3 Correlation entre ΔH_c et ΔH_a , mise en evidence des isothermes



qu'elle représente: cela laisse donc penser que si T augmente la température en fin de chambre augmente aussi. Il faut cependant s'efforcer de quelle manière T augmente (soit à faibles débits d'air soit à faibles débits de combustible). Ce comportement est plus accoutumé pour les faibles débits d'air en régime riche (partie en bas à droite de la figure III.3 qu'il est facile de s'imaginer). Pour les mêmes raisons on explique cela par le fait qu'en réalité nous sommes toujours en régime pauvre mais nous approchons les conditions stoechiométriques où les températures de flamme sont maximales ($\phi = 0$ et $\phi = 1$)

4° - Enfin il est possible d'énoncer que pour un combustible donné il existe une plage de température dont il ne peut sortir quelques soient les conditions de mélange (dans notre cas nous pouvons estimer que cette plage varie de 110°C à 1200°C chose vérifiée expérimentalement).

Pour clore cette étude on peut dire que la température maximale de la plage pouvant être atteinte sera celle que donne la combustion idéale à $T = T_{st}$ au rendement de combustion près. Il serait nécessaire de pousser l'étude pour savoir si, comme on doit s'y attendre, il y a diminution de la température T_4 pour $T > T_{st}$ à cause des dissociations qui apparaissent dans de telles conditions.

CHAPITRE V : CONCLUSIONS ET RECOMMANDATIONS

Dans cette étude et plus particulièrement dans le domaine des mesures que nous avons fait, il a été possible de voir d'une façon quantitative comment influe les paramètres de la richesse et de la consommation sur le rendement de la chambre de combustion, sur la température en fin de chambre (c.a.d sur les contraintes thermiques auxquelles conduit la combustion) et il nous a été possible de mettre en relief avec la plus grande clarté les caractéristiques techniques de construction du tube de flamme de la chambre de combustion que ce soit vis à vis de la dilution des gaz de combustion et de l'homogénéité de ceux-ci à travers la chambre où vis à vis de l'artifice de stabilisation de la flamme.

Nous pensons que cette illustration varié de thèmes d'expérimentation révèle assez bien l'importance de ce banc et n'oublions pas de faire remarquer que ce n'est là qu'une petite partie des possibilités qu'il offre pour l'étude de la combustion en général.

Cette étude nous a permis d'acquérir non seulement une expérience appréciable dans ce domaine, mais aussi de nouvelles connaissances sur un domaine dont nous ignorons l'importance et la véritable utilité.

Il va sans dire que beaucoup reste à faire pour restituer à ce précieux banc d'essai toutes ses capacités, c'est d'ailleurs l'une des raisons qui nous a limité dans le choix des expériences.

Je souhaite vivement que d'autres camarades de promotions avenir puissent bénéficier de ce banc en participant à sa restauration, car je pense essentiel que les connaissances de tout élève-ingénieur mécanicien englobent aussi bien la construction, les échanges de chaleur, les turbomachines que la combustion qui est en fait la raison d'exister de la mécanique.

Quelques soient les divergences d'avis quant à l'utilité de recherches appliquées ayant trait à la combustion il restera toujours vrai qu'il faut prendre conscience du rôle que peut jouer de telles installations dans la formation de l'ingénieur. A ce titre je vou-

drais recommander aux responsables du département non seulement de faciliter les travaux de réparation déjà entamés, mais aussi de veiller à ce qu'il soit possible de travailler sur ce banc d'essai dans les conditions soutenables qui profiteraient à l'ensemble des utilisateurs.

Il est entre autre urgent de réduire le bruit que fait le banc lors de sa mise en marche surtout dans certaines conditions critiques où des ondes de chocs se créent à l'intérieur de la chambre. L'isolation du banc par des parois insonorisées où un tunnel canalisant le son serait envisageable.

Il serait aussi bon de veiller à respecter quelques règles de sécurité de base : les circuits d'électricité des bobines à haute tension et des contacteurs ne sont pas protégés alors qu'un réseau de circulation d'eau se trouve à proximité. La résistance chauffante du ventilateur grande puissance se trouve exposé aux infiltrations d'eau provenant du toit détérioré. De nombreuses bouteilles de gaz (de stockage et de remplissage) n'ont pas été testées depuis une date ancienne. Tous ces détails sont remédiables avec l'appui nécessaire.

Cet esprit d'effort commun est la seule garantie d'une amélioration substantielle des conditions de travail à l' E.N.P et de la réussite de notre école dans la tâche qui lui a été confié.

SLIMANI.M.Kamaal

A N N E X E I

PRESENTATION DES RESULTATS EXPERIMENTAUX :

Lors de cette experimentation nous avons choisi de sonder les différentes sections de la chambre de combustion en un nombre assez élevé de points (de 90 à 110 points) de sorte que la moyenne des températures en cette section soit significative. Seule la section coupant les bras de la rosace fait exception à cette façon d'opérer car elle est très difficilement prêtée à un balayage par la sonde utilisé sur le banc. Le relevé de température relatif à cette section est donc partiel mais suffisant pour conclure quant à l'aspect de la courbe étudiée en cette région.

Elaboration du tableau récapitulatif:

Les résultats présentés dans le tableau A réunissent les principales informations quant aux grandeurs physiques caractérisant le mélange, et nous mettons l'accent sur le fait que cette série d'expériences est supposée, vu la faible fluctuations des paramètres (en l'occurrence f), être représentative pour la combustion d'un mélange moyen

Rapport de mélange moyen: $f = 0.0075$

(°) Nous rappelons que la profondeur d'étude est comptée à partir de la section de sortie (4).

- Tableau A -

ESSAI N°	1	2	3	4	5	6	7
Profondeur	00	10	20	30	40	45	55
Pa	750.4	750.4	754.6	755	755	751.4	760.2
Ta	16	15	16.5	15	14.5	15.5	15
ΔHa	20	10	20	20	20	20	20
Pc	9.3	9.3	9.5	9.3	9.4	9.5	9.45
Tc	16	16	17	16	15	15	15.5
ΔHo	10	10	10	10	10	10	10
T3	60	60	62	61	60	58	60
T4 _{moy}	266.3	276.8	515.9	700.4	784.3	893	709.2
T4 _{max}	340	450	910	930	1160	1100	1100
D.H	100	90	47	45	41	56	(?)
f x 10 ⁵	748.9	747.7	754.2	745.4	750.0	757.1	749.4

UNITES: Profondeur : cm
 Pa : mm Hg Pc : bar
 Ta : °C Tc : °C
 ΔHa : mm H2O ΔHc : mm H2O
 D.H : en % f : sans

(°) D.H indique le Degré d'Homogénéité. Il est pris comme étant le pourcentage des points appartenant à la plage de température majoritaire.

Date de l'essai: 28.03.1985 à: 10h15
 Pa = 750.4 mm Hg Pc = 9.3 bars T3 = 60°C
 Ta = 16°C Tc = 16°C Profondeur = 00 cm
 ΔHa = 20 mm H2O ΔHc = 10 mm H2O
 Rapport de mélange: f = 0.007489

. 210 . 300 . 320 . 320 . 280
 . 320 . 270 . 330 . 335 . 330 . 300 . 290 .
 . 290 . 330 . 310 . 310 . 320 . 320 . 320 . 300 . 280
 . 280 . 290 . 310 . 290 . 310 . 290 . 320 . 340 . . 290 . 265
 . 180 . 250 . 290 . 300 . 280 . 270 . 300 . 300 . 300 . 275 .
 . 200 . 220 . 290 . 280 . 260 . 260 . 250 . 290 . 310 . 300 . 290 . 250 .
 . 240 . 210 . 310 . 310 . 280 . 250
 . 250 . 240 . 310 . 310 . 300 . 290 . 290 . 260 . 230
 . 230 . 240 . 240 . 260 . 260 . 280 . 290 . 280 . 260 . 220 . 230
 . 230 . 240 . 240 . 240 . 250 . 270 . 280 . 210 . 220
 . 230 . 220 . 230 . 250 . 260 . 270 . 210 . 210
 . 210 . 210 . 240 . 250 . 205 . 210
 . 180 . 180 . 200 . 200 . 180 .

T_{max} = 340°C
 T_{4 moy} = 266.3°C

Date de l'essai: 28.03.1985 à: 9h02

Pe = 750.4 mm Hg Pc = 9.3 bars T3 = 60°C

Ta = 15°C Tc = 16°C Profondeur = 10 cm

$\Delta H_a = 20$ mm H2O $\Delta H_c = 10$ mm H2O

Rapport de mélange: f = 0.007477

. 320 . 300 . 290 . 300 . 300
. 295 . 310 . 330 . 320 . 330 . 320 . 360
. 290 . 290 . 330 . 290 . 350 . 370 . 310
. 290 . 290 . 350 . 370 . 340 . 340 . 330 . 300 . 290
. 230 . 250 . 280 . 300 . 280 . 300 . 290 . 295 . 320 . 340
. 220 . 210 . 210 . 310 . 210 . 240 . 280 . 320 . 330 . 340
. 230 . 230 . 270 . 320 . 320 . 290 . 350 . 380 . 350 . 340 . 280 . 320 . 305
. 220 . 300 . 290 . 270 . 290 . 450 . 270 . 240 . 260
. 230 . 240 . 220 . 210 . 270 . 350 . 300 . 280 . 290 . 260
. 220 . 220 . 220 . 210 . 220 . 240 . 220 . 290 . 310
. 220 . 215 . 210 . 210 . 195 . 200 . 210
. 220 . 230 . 210 . 190 . 180 . 190
. 210 . 210 . 205 . 190 . 180

$T_{\max} = 450^\circ\text{C}$

$T4_{\text{moy}} = 276.8^\circ\text{C}$

Date de l'essai: 23.03.1985 à: 14h50

$P_a = 754.6$ mm Hg $P_c = 9.5$ bars $T_3 = 62^\circ\text{C}$

$T_a = 16.5^\circ\text{C}$ $T_c = 17^\circ\text{C}$ Profondeur = 20 cm

$\Delta H_a = 20$ mm H₂O $\Delta H_c = 10$ mm H₂O

Rapport de mélange: $f = 0.007542$

. 170 . 500 . 610 . 540 . 840

. 140 . 140 . 660 . 660 . 340 . 470

. 590 . 910 . 820 . 650 . 610 . 290 . 510 . 710

. 510 . 630 . 410 . 280 . 710 . 360 . 250 . 430 . 370

. 510 . 540 . 510 . 670 . 780 . 710 . 590 . 210 . 350

. 490 . 590 . 490 . 250 . 765 . 360 . 320 . 440 . 350

. 640 . 560 . 540 . 780 . 800 . 780 . 750 . 710 . 665 . 560 . 210 . 320 . 640

. 530 . 420 . 320 . 620 . 680 . 690 . 640 . 600 . 570

. 500 . 570 . 250 . 440 . 710 . 660 . 640 . 540 . 340 . 480

. 610 . 620 . 610 . 660 . 660 . 640 . 620 . 610 . 240 . 410

. 630 . 350 . 340 . 610 . 410 . 590 . 220

. 390 . 530 . 460 . 220 . 240 . 500

. 260 . 620 . 470 . 460 . 520

$T_{\max} = 910^\circ\text{C}$

$T_{\text{moy}} = 515.9^\circ\text{C}$

Date de l'essai: 24.03.1985 à: 9h36

Pa = 755 mm Hg Pc = 9.3 bars T3 = 61°C

Ta = 15°C Tc = 16°C Profondeur = 30 cm

$\Delta H_a = 20$ mm H₂O $\Delta H_c = 10$ mm H₂O

Rapport de mélange: f = 0.007454

. 790 . 910 . 880

. 880 . 910 . 900 . 860 . 860 . 820 . 800

. 880 . 890 . 890 . 840 . 800 . 790 . 730 . 760 . 700

. 890 . 920 . 860 . 810 . 770 . 720 . 710 . 640 . 650 . 660 . 620

. 860 . 920 . 880 . 780 . 720 . 710 . 700 . 680 . 610 . 610 . 610 . 610

. 860 . 900 . 850 . 780 . 720 . 710 . 600 . 590 . 590 . 590

. 930 . 930 . 850 . 760 . 720 . 650 . 660 . 600 . 590 . 580 . 580 . 590

. 840 . 900 . 870 . 780 . 670 . 640 . 610 . 570 . 560 . 570 . 580 . 580

. 760 . 890 . 810 . 770 . 660 . 600 . 550 . 530 . 560 . 560 . 570 . 590

. 850 . 840 . 800 . 630 . 610 . 560 . 530 . 530 . 540 . 560 . 580

. 830 . 780 . 640 . 610 . 550 . 540 . 560 . 550

. 520 . 510 . 560 . 560 . 560 . 560

. 520 . 560 . 550 . 570

$T_{max} = 930^\circ C$

$T4_{moy} = 700.4^\circ C$

Date de l'essai: 24.03.1985 à: 8h30

Pa = 755 mm Hg Pc = 9.4 bars T3 = 60°C

Ta = 14.5°C Tc = 15°C Profondeur = 40 cm

$\Delta H_a = 20$ mm H2O $\Delta H_c = 10$ mm H2O

Rapport de mélange: $f = 0.007500$

. 940 . 920 .1070 .1060 .1160

. 850 . 760 . 870 .1010 . 280 . 540

. 950 . 1060 . 770 . 790 . 900 .1010 . 970

.1000 . 960 . 850 . 790 . 850 . 840 . 780 . 930 . 820

. 810 .1000 . 810 . 760 . 850 . 880 . 830 . 810 . 570

. 990 . 980 . 920 . 900 . 920 . 900 . 790 . 710 . 620

. 960 .1010 . 980 . 840 . 810 . 850 . 890 . 840 . 770 . 750 . 760 . 740

. 940 . 740 . 460 . 820 . 830 . 780 . 580 . 650 . 610

. 560 . 820 . 980 . 880 . 680 . 610 . 610 . 590

. 990 .1030 . 740 . 650 . 640 . 410 . 480 . 510 . 560

.1040 . 940 . 750 . 630 . 460 . 430 . 460

. 610 . 620 . 780 . 740 . 560 . 460

. 730 . 720 . 780 . 710 . 660

$T_{\max} = 1160^\circ\text{C}$

$T4_{\text{moy}} = 784.3^\circ\text{C}$

Date de l'essai: 19.03.1985 à: 10h30

$P_a = 751.4$ mm Hg $P_c = 9.5$ bars $T_3 = 58^\circ\text{C}$

$T_a = 15.5^\circ\text{C}$ $T_c = 15^\circ\text{C}$ Profondeur = 45 cm

$\Delta H_a = 20$ mm H₂O $\Delta H_c = 10$ mm H₂O

Rapport de mélange: $f = 0.007571$

.1100 .1100 .1100 .1100 .1100
.1060 . 920 .1100 .1060 . 940
.1090 .1100 . 980 .1040 .1060 .1060 .1070
.1020 .1050 .1060 . 980 .1020 .1020 .1010 . 930
.1000 . 980 .1030 .1020 .1000 . 870 . 910
. 930 . . 960 . 990 . 880 . 970 .1040
. 180 . 320 . 840 .1050 . 970 . 890 . 780 . 790 . 910 . 970 .1000
. 460 .1040 .1070 . 630 . 870 . 810
. 940 . 970 .1060 . 680 . 620 . 930 .1040
. 790 . 560 . 730 . 740 . 660 . 440 . 770
. 880 . 670 . 870 . 780 . 430
. 540 . 630 . 830

$T_{\text{max}} = 1100^\circ\text{C}$

$T_{4\text{ moy}} = 893^\circ\text{C}$

Date de l'essai: 19.03.1985 à: 12h00

$P_a = 760.2$ mm Hg $P_c = 9.45$ bars $T_3 = 60^\circ\text{C}$

$T_a = 15^\circ\text{C}$

$T_c = 15.5^\circ\text{C}$

Profondeur = 55 cm (section

$\Delta H_a = 20$ mm H₂O

$\Delta H_c = 10$ mm H₂O

coupant les bras de la

Rapport de mélange: $f = 0.007494$

rosace)

. 840 . 860 . 865

. 820 . 820 . 290 . 865

. 825 . 840 . 360 . 345 . 865 . 410 . 360

. 800 . 820 . 460 . 420 . 350 . 850 . 405

. 655 . 780 . 480 . 450 . 820

. 635 . 510

. 640

. 660

. 680 . 860

. 830 . 950

.1020 .1065

.1090 . 830

.1100 . 840

$T_{\max} = 1100^\circ\text{C}$

$T_{\text{moy}} = 709.2^\circ\text{C}$

A N N E X E II

PRESENTATION DES RESULTATS EXPERIMENTAUX :

Nous avons effectué l'expérimentation relative à cet annexe en faisant varier la valeur du rapport de mélange à chaque série de mesure. Nous avons donc trois courbes correspondant aux trois séries d'essai A, B et C.

Pour mettre en évidence le rôle de la consommation, nous avons fait varier les débits d'air et de G.N toujours dans le même rapport pour chacune des séries d'essai.

Elaboration des tableaux:

Nous présentons dans cet annexe le programme "E" que nous avons utilisé pour tous les calculs intermédiaires explicités au chapitre afin que les futurs étudiants qui auront le même genre de calcul à effectuer puissent en bénéficier .

Certains paramètres ont nécessité quelques calculs avant d'être injectés dans les relations qu'utilise le programme. Il nous a semblé bon de les joindre à cet annexe afin de mieux le compléter.

(°) L'essai A₁ correspond au relevé de température à la section sortie de l'annexe I. Nous ne l'avons donc pas fait figurer dans celui-ci.

AJUSTEMENTS LINEAIRES DES PARAMETRES DE CALCUL:

I - CALCUL DE CP1 (Chaleur spécifique de l'air en 3):

En utilisant l'expression de l'enthalpie et les valeurs données par le tableau ci-dessous, on peut exprimer CP1 par la formule:

$$CP1 = 0.2511 + \frac{3.7229}{T3}$$

(*) T3 en °K, soit RCL 15 + 273.15

T _{air} (°K)	H _{air} (kcal.kg ⁻¹)	T _{air} (°K)	H _{air} (kcal.kg ⁻¹)
0	0	650	158.4
300	72	700	170.8
350	84	750	184
400	96	800	196
450	108	850	211
500	120.6	900	224
550	133	950	236
600	145	1000	250

II - CALCUL DE CP2 (Chaleur spécifique des gaz brûlés en 4):

Le calcul de ce paramètre est détaillé au chapitre , cependant les chaleurs spécifiques des différentes espèces constituant les gaz brûlés doivent être évaluées pour toutes valeurs de T4. A partir des tableaux ci-dessous nous aboutissons aux formules suivantes:

$$CP_{CO2} = 7.220161882 + 0.006112148 T4$$

$$CP_{H2O} = 7.154701126 + 0.002658512 T4$$

$$CP_{N2} = 6.516478582 + 0.001256748 T4$$

$$CP_{O2} = 6.454166234 + 0.001939593 T4$$

(*) T4 en °K, soit RCL 14 + 273.15

T4 (°K)	CP _{CO2} (cal.° ⁻¹ mø1 ⁻¹)	CP _{H2O}	CP _{N2}	CP _{O2}
273	8.593	-	-	-
298.16	8.875	8.025	6.960	7.017
400	9.877	8.185	6.991	7.194
600	11.310	8.677	7.197	7.670
800	12.292	9.254	7.512	8.064
1000	12.979	9.869	7.816	8.335

(***) On rappelle que la masse molaire de ces corps sont:

$$CO2 = 44.00 \text{ g} \quad N2 = 28.016 \text{ g}$$

$$H2O = 18.0156 \text{ g} \quad O2 = 32.00 \text{ g}$$

000	—	050	1 E5	100	273.15	150	+	200	RCL 22
	LBL "Nb"		*		+		.002658512		/
	T4?		RCL 07		.2511		*		*
	PROMPT		273.15		*		7;154701126		-
	STO 14		+		3.7229		+		12261
	T3?		440		-		RCL 18		ENTER
	PROMPT		*		RCL 15		*		RCL 22
	STO 15		/		273.15		18.016		/
	Pa?		STO 09		+		/		RCL 11
	PROMPT		ROc		/		+		*
010	STO 01	060	XEQ 88	110	STO 21	160	RCL 14	210	/
	Ta?		RCL 09		CP1		273.15		Nb
	PROMPT		RCL 08		XEQ 88		+		XEQ 88
	STO 02		*		578.667546		;001256748		◆ LBL 88
	△ Ha?		SQRT		ENTER		*		↳ =
	PROMPT		.39565		RCL 16		6.516478582		ARCL X
	STO 03		*		/		+		AVIEW
	RCL 01		STO 10		STO 17		RCL 19		TONE 1
	101325		Mc		1074.721394		*		STOP
	*		XEQ 88		ENTER		28.016		RTN
020	760	070	RCL 10	120	RCL 16	170	/	220	END
	/		RCL 05		/		+		
	RCL 02		/		STO 18		RCL 14		
	273.15		STO 11		RCL 13		273.15		
	+		F		1		+		
	287		XEQ 88		+		.001939593		
	*		RCL 11		4196.266194		*		
	/		.6555555555		*		6.45166234		
	STO 04		/		RCL 16		+		
	ROa		STO 12		/		RCL 20		
030	XEQ 88	080	∅	130	STO 19	180	*		
	RCL 04		XEQ 88		RCL 13		32		
	RCL 03		RCL 12		1116.028243		/		
	*		CHS		*		+		
	SQRT		1		RCL 16		1 E-2		
	91.98		+		/		*		
	*		RCL 12		STO 20		STO 22		
	STO 05		/		RCL 14		CP2		
	Ma		STO 13		273.15		XEQ 88		
	XEQ 88		EXC.		+		RCL 14		
040	Pc?	090	XEQ 88	140	.006112148	190	273.15		
	PROMPT		RCL 13		*		+		
	STO 06		53.12294437		7.220161882		RCL 11		
	Tc?		*		+		1		
	PROMPT		58.81139661		RCL 17		+		
	STO 07		+		*		*		
	△ Ha?		STO 16		44.01		RCL 15		
	PROMPT		V		/		273.15		
	STO 08		XEQ 88		RCL 14		+		
	RCL 16		RCL 15		273.15		RCL 21		

MEMOIRRES :	
R00=	vide
"01=	Pa
"02=	Ta
"03=	△ Ha
"04=	ROa
"05=	Ma
"06=	Pc
"07=	Tc
"08=	△ Ha
"09=	ROc
"10=	Mc
"11=	F
"12=	∅
"13=	EXC.
"14=	T4
"15=	T3
"16=	V
"17=	CP2
"18=	H20
"19=	N2
"20=	O2
"21=	CP1
"22=	CP2

Essai	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	Unité
Date	28.03	18.04	20.04	22.04	
P _a	750.5	754.5	753.5	753.5	mm Hg
T _a	16	15.5	18	18	°C
ΔH _a	20	40	60	80	mm H ₂ O
f _a	1.206	1.214	1.202	1.202	kg.m ⁻³
ṁ _a	451.7	641.0	781.2	902.1	g.s ⁻¹
P _c	9.3	9.8	10	9.9	bar
T _c	16	15	18	18	°C
ΔH _c	10	20	30	40	mm H ₂ O
f _c	7.310	7.730	7.806	7.728	kg.m ⁻³
ṁ _c	3.383	4.919	6.055	6.956	g.s ⁻¹
f	74.89	76.74	77.50	77.12	× 10 ⁴
φ	11.42	11.71	11.82	11.76	× 10 ²
α	7.753	7.542	7.458	7.501	-
T ₃	60	62	65	65	°C
T ₄	266.3	315.8	368.9	369.2	°C
v	470.7	459.5	455.0	457.3	m81e
Cp ₁	.2399	.2400	.2401	.2401	kcal.kg ⁻¹ .K ⁻¹
Cp ₂	.2573	.2600	.2627	.2627	kcal.kg ⁻¹ .K ⁻¹
η _b	65.23	78.48	93.46	93.99	%

Essai Date	B ₁ 25.04	B ₂ 28.04	B ₃ 28.04	B ₄ 29.04	Unité
P _a	752.3	752.9	752.3	757.3	mm Hg
T _a	17	17	18	16	°C
ΔH _a	30	60	90	120	mm H ₂ O
f _a	1.204	1.205	1.200	1.217	kg.m ⁻³
\dot{m}_a	552.9	782.2	956.0	1111.4	g.s ⁻¹
P _c	10	9.4	9.5	9.8	bar
T _c	17.5	17.5	18	16	°C
ΔH _c	10	20	30	40	mm H ₂ O
f _c	7.819	7.350	7.416	7.703	kg.m ⁻³
\dot{m}_c	3.499	4.797	5.901	6.945	g.s ⁻¹
f	63.28	61.33	61.73	62.49	x 10 ⁴
φ	9.65	9.35	9.42	9.53	x 10 ²
α	9.360	9.690	9.620	9.491	-
T ₃	60	62	65	65	°C
T ₄	248	289	316	315	°C
ν	556.0	573.6	569.9	563.0	mðme
Cp ₁	.2399	.2400	.2401	.2401	kcal.kg ⁻¹ K ⁻¹
Cp ₂	.2556	.2575	.2589	.2589	kcal.kg ⁻¹ K ⁻¹
η _b	69.72	86.72	95.51	94.02	%

Essai	C ₁	C ₂	C ₃	C ₄	Unité
Date	30.04	30.04	04.05	04.05	
P _a	759	759	752	752	mm Hg
T _a	18	19	21	21	°C
ΔH _a	40	80	120	160	mm H ₂ O
f _a	1.211	1.207	1.188	1.188	kg.m ⁻³
\dot{m}_a	640.2	903.8	1098.0	1267.9	g.s ⁻¹
P _c	9.75	9.8	9.5	9.5	bar
T _c	18	20	21	21	°C
ΔH _c	10	20	30	40	mm H ₂ O
f _c	7.611	7.598	7.340	7.340	kg.m ⁻³
\dot{m}_c	3.452	4.877	5.871	6.779	g.s ⁻¹
f	53.92	53.96	53.47	53.47	x 10 ⁴
φ	8.22	8.23	8.16	8.16	x 10 ²
α	11.16	11.15	11.26	11,26	-
T ₃	61	65	66	66	°C
T ₄	279.9	290	291.1	290.7	°C
γ	651.6	651.0	657.0	657.0	mðle
Cp ₁	.2400	.2401	.2401	.2401	kcal.kg ⁻¹ .K ⁻¹
Cp ₂	.2565	.2570	.2571	.2570	kcal.kg ⁻¹ .K ⁻¹
η _b	94.57	97.25	98.20	98.03	%

Ta = 15.5°C Tc = 15°C Section sortie

$\Delta H_a = 40 \text{ mm H}_2\text{O}$ $\Delta H_c = 20 \text{ mm H}_2\text{O}$

Rapport de mélange: f = 0.007674

. 300 . 340 . 350

. 340 . 360 . 380 . 390 . 370

. 340 . 340 . 350 . 400 . 390 . 380

. 355 . 375 . 330 . 330 . 310 . 380 . 385 . 400 . 380

. 280 . 340 . 330 . 320 . 275 . 375 . 380 . 380 . 350

. 260 . 310 . 315 . 280 . 375 . 365 . 310

. 270 . 315 . 320 . 310 . 315 . 340 . 380 . 375 . 350 . 340 . 315 . 295

. 260 . 310 . 300 . 355 . 350 . 340 . 295

. 260 . 280 . 300 . 290 . 310 . 340 . 335 . 305 . 280

. 295 . 275 . 265 . 280 . 300 . 320 . 270 . 290

. 260 . 275 . 265 . 260 . 270 . 290 . 260 . 260 . 250

. 250 . 240 . 235 . 240 . 220

. 220

ESSAI A₂ : T4 = 315.8°C

Date de l'essai: 20.04.1985 à: 11h30

Pa = 753.5 mm Hg Pc = 10 bars T3 = 65°C

Ta = 18°C Tc = 18°C Section sortie

$\Delta H_a = 60$ mm H2O $\Delta H_c = 30$ mm H2O

Rapport de mélange: f = 0.007750

. 375 . 380 . 420

. 380 . 430 . 505 . 500 . 485 . 455

. 395 . 405 . 410 . 495 . 505 . 490 . 480

. 340 . 440 . 405 . 405 . 450 . 490 . 495 . 505 . 445

. 360 . 400 . 395 . 410 . 510 . 495 . 460 . 410

. 310 . 340 . 370 . 420 . 510 . 430 . 300

. 290 . 370 . 365 . 360 . 395 . 490 . 510 . 470 . 415 . 360 . 320 . 315

. 260 . 335 . 360 . 410 . 380 . 370 . 310

. 320 . 345 . 330 . 330 . 345 . 350 . 325 . 290

. 290 . 300 . 315 . 295 . 300 . 300 . 305 . 275 . 300

. 300 . 270 . 275 . 270 . 270 . 260 . 260 . 240

. 240 . 220 . 210 . 240 . 210

ESSAI A₃ : T4 = 368.9°C

Date de l'essai: 22.04.1985 à: 11h15
 Pa = 753.5 mm Hg Po = 9.9 bars T3 = 65°C
 Ta = 18°C Tc = 18°C Section sortie
 ΔHa = 80 mm H2O ΔHc = 40 mm H2O
 Rapport de mélange: f = 0.007712

. 400
 . 340 . 455 . 495 . 485 . 440 . 440
 . 370 . 380 . 460 . 485 . 540 . 490 . 425
 . 350 . 400 . 400 . 425 . 485 . 530 . 525 . 460 . 440
 . 280 . 370 . 410 . 400 . 485 . 535 . 520 . 425 . 390
 . 290 . 365 . 375 . 505 . 500 . 470 . 310
 . 300 . 380 . 390 . 385 . 430 . 540 . 520 . 445 . 415 . 380 . 330 . 285
 . 320 . 400 . 390 . 425 . 395 . 360 . 290
 . 320 . 370 . 380 . 350 . 290 . 330 . 345 . 290 . 295
 . 360 . 320 . 295 . 275 . 285 . 290 . 270 . 285
 . 340 . 330 . 270 . 260 . 270 . 235 . 240
 . 305 . 320 . 260 . 195 . 205 . 205 . 205
 . 215 . 175

ESSAI A₄ : T4 = 369.2°C

Date de l'essai: 25.04.1985 à: 10h20

Pa = 752.3 mm Hg Pc = 10 bars T3 = 60°C

Ta = 17°C Tc = 17.5°C Section sortie

$\Delta H_a = 30$ mm H2O $\Delta H_c = 10$ mm H2O

Rapport de mélange: f = 0.006328

. 240

. 240 . 250 . 260 . 260 . 300 . 300 . 290

. 235 . 250 . 260 . 250 . 300 . 300 . 310 . 270

. 230 . 245 . 240 . 240 . 240 . 300 . 300 . 310 . 300

. 230 . 230 . 230 . 230 . 295 . 300 . 300

. 230 . 220 . 210 . 215 . 230 . 230 . 250 . 290 . 285 . 260

. 230 . 210 . 225 . 280 . 255

. 230 . 210 . 250 . 280 . 280 . 255

. 220 . 220 . 220 . 250 . 270 . 270 . 250

. 225 . 225 . 220 . 225 . 240 . 250 . 240 . 240

. 220 . 220 . 220 . 230 . 230 . 230 . 230

. 200 . 180 . 220 . 230 . 230 . 225

ESSAI B₁ : T4 = 248°C

Date de l'essai: 28.04.1985 à: 9h10

Pa = 752.9 mm Hg Pc = 9.4 bars T3 = 62°C

Ta = 17°C Tc = 17.5°C Section sortie

$\Delta H_a = 60$ mm H2O $\Delta H_c = 20$ mm H2O

Rapport de mélange: f = 0.006133

. 300

. 260 . 330 . 340 . 375 . 350

. 240 . 280 . 300 . 335 . 390 . 390 . 375 . 350

. 290 . 310 . 295 . 395 . 390 . 375 . 340

. 240 . 315 . 295 . 280 . 280 . 390 . 390 . 370

. 235 . 270 . 280 . 360 . 340

. 240 . 270 . 270 . 295 . 330 . 350 . 350 . 290

. 240 . 265 . . 280 . 300 . 335 . 335 . 335 . 280

. 230 . 260 . 240 . 240 . 270 . 315 . 315 . 300 . 280

. 210 . 220 . 230 . 230 . 270 . 280 . 275 . 280

. 210 . 215 . 235 . 245 . 260 . 255 . 245

. 190 . 210 . 215 . 210 . 220 . 230

ESSAI B₂ : T4 = 289°C

Date de l'essai: 28.04.1985 à: 10h45

Pa = 752.3 mm Hg Pc = 9.5 bars T3 = 65°C

Ta = 18°C Tc = 18°C Section sortie

$\Delta H_a = 90$ mm H2O $\Delta H_c = 30$ mm H2O

Rapport de mélange: f = 0.006173

. 225 . 370 . 410 . 393 . 380
. 310 . 340 . 400 . 445 . 425 . 405
. 330 . 340 . 370 . 420 . 425 . 450 . 400
. 295 . 350 . 340 . 340 . 370 . 430 . 430 . 420 . 370
. 285 . 330 . 295 . 350 . 380 . 410 . 400 . 370
. 290 . 330 . 375 . 420 . 390 . 370 . 360 . 325 . 320
. 300 . 310 . 350 . 340 . 330 . 310
. 280 . 300 . 265 . 245 . 245 . 310 . 320 . 295
. 240 . 245 . 245 . 230 . 255 . 280 . 295 . 280
. 230 . 220 . 230 . 235 . 240 . 230 . 230
. 220 . 190 . 200 . 210 . 215 . 220 . 205
. 180 . 185

ESSAI B₃ : T4 = 316°C

Date de l'essai: 29.04.1985 à:12h00

Pa = 757.3 mm Hg Pc = 9.8 bars T3 = 65°C

Ta = 16°C Tc = 16°C Section sortie

$\Delta H_a = 120$ mm H2O $\Delta H_c = 40$ mm H2O

Rapport de mélange: f = 0.006249

. 320 . 345

. 300 . 310 . 400 . 430 . 410 . 410

. 255 . 320 . 410 . 430 . 435 . 400

. 330 . 365 . 380 . 430 . 440 . 450 . 410

. 290 . 345 . 345 . 360 . 450 . 450 . 430 . 395

. 300 . 350 . 315 . 365 . 370 . 420 . 405 . 320

. 260 . 310 . 355 . 330 . 365 . 360 . 350 . 340 . 375 . 380 . 310

. 315 . 255 . 275 . 260 . 245 . 265 . 340 . 325 . 315

. 300 . 250 . 225 . 220 . 255 . 290 . 305 .

. 240 . 260 . 240 . 235 . 240 . 240 . 245 . 270

. 220 . 235 . 230 . 230 . 230 . 230 . 230 . 240 . 215

. 215 . 200 . 200 . 210 . 200

ESSAI B₄ : T4 = 315°C

Date de l'essai: 30.04.1985 à: 11h15

Pa = 759 mm Hg Pc = 9.75 bars T3 = 61°C

Ta = 18°C Tc = 18°C Section sortie

Ha = 40 mm H2O Hc = 10 mm H2O

Rapport de mélange: f = 0.005392

. 345

. 300 . 320 . 355 . 370 . 375 . 380 . 370

. 270 . 310 . 305 . 380 . 370

. 265 . 280 . 260 . 280 . 320 . 340 . 350

. 250 . 250 . 220 . 230 . 290 . 315 . 330

. 215 . 245 . 240 . 260 . 240 . 230 . 255 . 310 . 330 . 320 . 290 . 290 . 290

. 240 . 235 . 250 . 280 . 305 . 325 . 300

. 230 . 230 . 230 . 250 . 275 . 290 . 300

. 235 . 230 . 230 . 265 . 280

. 230 . 225 . 220 . 225 . 240 . 245 . 245

. 220

ESSAI C₁ : T4 = 279.9°C

Date de l'essai: 30.04.1985 à: 12h45

Pa = 759 mm Hg Pc = 9.8 bars T3 = 65°C

Ta = 19°C Tc = 20°C Section sortie

$\Delta H_a = 80$ mm H2O $\Delta H_c = 20$ mm H2O

Rapport de mélange: f = 0.005396

. 320

. 370

. 280 . 340 . 390 . 410 . 420 . 400 . 385

. 240 . 320 . 360 . 420 . 390

. 275 . 305 . 310 . 330 . 375 . 385 . 385

. 255 . 270 . 260 . 310 . 345 . 360 . 310

. 225 . 260 . 255 . 270 . 250 . 265 . 325 . 340 . 345 . 340 . 315 . 290 . 255

. 250 . 235 . 245 . 270 . 280 . 315 . 285

. 240 . 225 . 220 . 230 . 235 . 260 . 290

. 225 . 220 . 230 . 260 . 270

. 220 . 210 . 210 . 220 . 225 . 230 . 230

. 220

. 210

ESSAI C₂ : T4 = 290°C

Date de l'essai: 04.05.1985 à: 12h00
 Pa = 752 mm Hg Pc = 9.5 bars T3 = 66°C
 Ta = 21°C Tc = 21°C Section sortie
 Ha = 120 mm H2O Hc = 30 mm H2O
 Rapport de mélange: f = 0.005347

. 350
 . 415
 . 310 . 360 . 405 . 430 . 440 . 420 . 385
 . 300 . 330 . 340 . 410 . 370
 . 305 . 315 . 320 . 350 . 385 . 380 . 375
 . 280 . 300 . 320 . 350 . 340 . 340 . 340
 . 230 . 265 . 280 . 270 . 300 . 310 . 290 . 310 . 285 . 280 . 260
 . 260 . 235 . 230 . 220 . 230 . 270 . 310
 . 235 . 230 . 210 . 205 . 220 . 240 . 300
 . 215 . 220 . 250 . 260
 . 210 . 200 . 185 . 200 . 220 . 225 . 225
 . 180
 . 185

ESSAI C₃ : T4 = 291.1°C

Date de l'essai: 04.05 à: 13h00

Pa = 752 mm Hg Pc = 9.5 bars T3 = 66°C

Ta = 21°C Tc = 21°C Section sortie

$\Delta H_a = 160$ mm H₂O $\Delta H_c = 40$ mm H₂O

Rapport de mélange: f = 0.005347

. 320

. 385

. 320 . 350 . 390 . 395 . 410 . 390 . 370

. 310 . 350

. 400 . 370

. 330 . 330 . 320 . 325 . 355 . 370 . 370

. 315 . 330 . 325 . 340 . 315 . 340 . 330

. 200 . 295 . 320 . 310 . 250 . 280 . 270 . 300 . 295 . 285 . 260

. 310 . 280 . 240 . 210 . 245 . 265 . 290

. 280 . 260 . 220 . 215 . 235 . 255 . 270

. 240 . 250 . 230 . 240

. 235 . 210 . 205 . 200 . 205 . 210 . 205

. 195

. 175

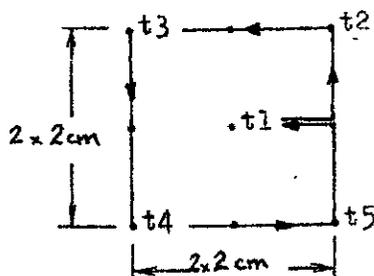
ESSAI C₄ : T4 = 290.7°C

A N N E X E III

PRESENTATION DES RESULTATS EXPERIMENTAUX :

Cette série d'essais n'a concerné qu'une région réduite de la section de sortie, vu d'une part le temps imparti et d'autre part le fait que la température est suffisamment homogène en cette section ($\approx 100\%$); cette remarque est valable pour les régimes pauvres pour lesquels est prévue le tube de flamme utilisé. La fonction Dilution-Refroidissement de la chambre de combustion est supposée être une caractéristique de cette dernière (réf.).

Les points sondés ont été choisis comme suit:



Elaboration des tableaux:

Les deux types d'essais mesurant tous deux la température $T_4 = t_{\text{moy}}$ un maillage entre les couples semblables ($\Delta H_a, \Delta H_c$) nous a permis de confronter les résultats expérimentaux, d'estimer la précision des valeurs mesurées et enfin de corrélérer les deux courbes déduites et de mettre ainsi en évidence les Isothermes de mélange pour toutes les possibilités envisageables dans le domaine des régimes adopté.

ΔH_a	ΔH_c	t1	t2	t3	t4	t5	t_{moy}
170	20	210	230	220	165	205	206
	30	225	275	300	205	225	246
	40	250	225	250	320	340	268
	50	295	360	400	225	250	306
	60	345	405	450	265	240	341
	70	390	435	500	300	280	381
	80	460	490	520	345	355	434
	90	500	520	560	400	410	478
	150	20	190	230	230	160	185
30		230	280	270	180	215	235
40		290	340	310	230	260	286
50		350	400	360	240	290	328
60		400	430	395	280	360	373
70		480	490	430	300	430	426
80		510	530	455	360	490	469
90		530	545	465	380	540	492
130	10	135	140	190	205	195-160	166
	30	243	327	340	358	350	291
	40	350	375	340	240	335	328
	50	435	445	375	285	390	386
	60	490	485	410	320	445	430
	70	530	510	420	350	500	462
	80	570	505	450	350	535	482
	90	525	500	410	335	500	454

(°) Certaines valeurs sont abhérantes :

($\Delta H_a = 130$, $\Delta H_c = 90$) avec $t_{moy} = 454$

Le graphe relatif à cette série d'essai nous incite à rejeter cette valeur de t_{moy} et de l'estimer à : $t_{moy} = 516^{\circ}C$

ΔH_c	ΔH_a	t1 t2 t3 t4 t5	t moy
40	10	960-810-810-770-780	826
	28.5	690-570-570-570-550	590
	50.5	575-500-450-420-440	477
	71.5	540-500-475-370-400	457
	93	500-500-500-350-340	438
	110	405-430-415-305-300	371
	130	340-390-405-280-260	335
	150	290-345-360-230-235	292
	170	250-320-340-225-205	268
30	10	810-830-720-765-730-625	747
	30	460-530-425-380-390-470-515	453
	50	485-470-340-315-340-410-330	384
	70	285-430-415-350-325-370-415	370
	90	395-410-345-340-380-400-270	363
	110	230-310-365-325-310-320-315	311
	130	280-300-300-310-330-305-220	292
	150	205-250-310-310-290-275-240	266
	170	210-225-280-305-290-240-200	250
20	10	720-735-650-590-710	681
	30	425-310-330-410-430	381
	50	370-290-295-270-400	325
	70	345-340-285-250-380	320
	90	295-290-255-220-310	274
	110	230-270-240-195-235	234
	130	210-245-230-180-215	216
	150	185-230-220-165-185	197
	170	165-215-210-155-165	182
10	10	480-450-440-395-430	439
	30	375-285-320-300-395	335
	50	245-240-230-220-265	240
	70	200-190-185-180-230	197
	90	160-175-145-135-165	156
	110	120-145-130-120-140	131
	130	130-175-150-125-140	144
	150	125-155-150-130-135	139
	170	110-130-150-120-100	122

(°) Les valeurs de cette série d'essai ont toutes été retenues, aucune d'elles ne semblant aberrante.

B I B L I O G R A P H I E

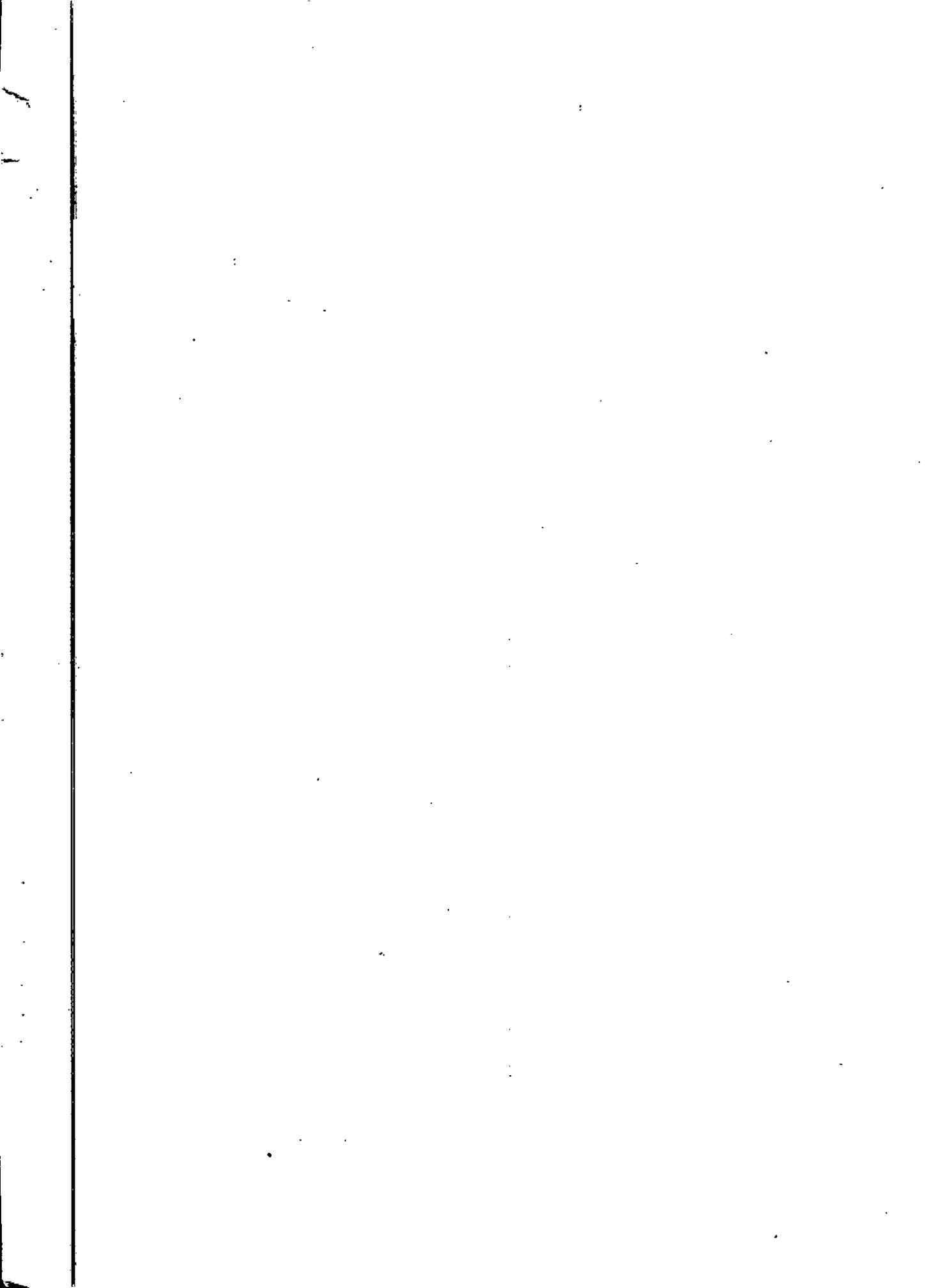
1. OUVRAGES :

- 1.1 - COMBUSTION (SURUGUE.J & BARRERE.M) 536.7 SUR.a
- 1.2 - INTRODUCTION AUX COMBUSTIBLES ET A LA COMBUSTION (BELAKHOWSKY.S)
662.76 BEL
- 1.3 - TECHNIQUES DE L'INGENIEUR, Tome GENERALITES (Article A2160, A512
A540, A515 etc...)
- 1.4 - COMBUSTION (G.MATTON) Polycopié
- 1.5 - OXYDATIONS & COMBUSTION (Publications de l'Institut Français du
Pétrole), Tome I et II
- 1.6 - EQUILIBRES PHYSIOCHIMIQUES & DONNEES THERMODYNAMIQUES DES MELAN-
GES GAZEUX AUX TEMPERATURES ELEVEES (Publications scientifiques
et techniques du Ministère de l'Air) N° 294 ; Paris 1954
- 1.7 - COMPRENDRE ET APPLIQUER LA THERMODYNAMIQUE (H.DEMANGE, G.GERMAIN
& M.NOTIN) 536.7 DEN
- 1.8 - THERMODYNAMIQUE (S.BRUHAT); Masson & Cie Paris 1962 C.C.U
- 1.9 - CHIMIE PHYSIQUE 1 (GLYDE R.METZ) Série SCHAUM, éditions N° GRAW HILL

2. PROJETS DE FIN D'ETUDES :

- 2.1 - CONTRIBUTION A L'ETUDE D'UN BANC D'ESSAI DE COMBUSTION (M.ZEGH-
OUANE & A.OULMI) Juin 1968
- 2.2 - METHODES, MESURES ET ESSAIS SUR CHAMBRE DE COMBUSTION (M.KADIK)
Juin 1973
- 2.3 - ANALYSE DE GAZ DE COMBUSTION (L.MARIR) Juin 1974
- 2.4 - COMPARAISON ENTRE DEUX CHAMBRES DE COMBUSTION L'UNE A TROUS MI-
XTES, L'AUTRE A TROUS CIRCULAIRES Tome I (A.GAHMOUSSE) Juin 1976
- 2.5 - ETUDE THEORIQUE & EXPERIMENTALE DE COMBUSTION (S.ODJIT) " 1968
- 2.6 - MISE EN MARCHÉ DU BANC D'ESSAI DE COMBUSTION (O.AGBERE) Jan.1985
- 2.7 - ETUDE DU TURBORÉACTEUR D'UN AVION SUPERSONIQUE A MACH3 (B.BOUNE-
DANNE) Juin 1983
- 2.8 - DESCRIPTION ET POSSIBILITES D'EMPLOI DU BANC D'ESSAI DE COMBUS-
TION (A.ALLET) Juin 1983

(°) Documentations techniques disponibles au Dpt d'ENERGETIQUE.



Section Sortie (4) 00cm

Section à 10cm

Section à 20cm

Section à 30cm

Section à 40cm

Section à 45cm

Section à 55cm

Relevés géographiques des températures dans la chambre de combustion

[Dotted pattern] 340 - 420 °C
 [Horizontal lines] 420 - 640 °C
 [Cross-hatch pattern] 640 - 880 °C
 [Solid black] > 890 °C