

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DÉPARTEMENT DE GENIE MÉCANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

SUJET

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

REFROIDISSEMENT D'UN MOTEUR A DEUX TEMPS

MONOCYLINDRE PAR AIR DEPLACE

(SOLUTION 1)

Proposé par :

E. N. P. V. P.

C. M. G.

Etudié par :

Ait Rabah

Arezki

Dirigé par :

Mr Ait Ali

Maitre de Conférence

PROMOTION :

JANVIER 1985

المدرسة الوطنية للعلوم الهندية

المكتبة

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
وزارة التعليم والبحث العلمي
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DÉPARTEMENT DE GENIE MÉCANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET
المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
المكبنة
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
REFROIDISSEMENT D'UN MOTEUR A DEUX TEMPS

MONOCYLINDRE PAR AIR DEPLACÉ

(SOLUTION 1)

Proposé par :

E. N. P. V. P.

C. M. G.

Etudié par :

Ait Rabah

Arezki

Dirigé par :

Mr Ait Ali

Maitre de Conférence

PROMOTION :

JANVIER 1985

- Remerciements -

Je remercie tout d'abord mon promoteur M^r AIT-ALI maître de conférences à l'E.N.P pour son accueil et ses conseils qu'il m'a eusé de me prodiguer durant toute la période de préparation de mon projet de fin d'études. Je tiens aussi à exprimer ma reconnaissance à M^r Mohamed LAKHAR, chef de contrôle à l'E.N.P.V.P - C.M.G.

Je n'oublie pas également de remercier tous les enseignants et professeurs qui ont contribué, depuis mon plus jeune âge, à ma formation d'ingénieur.

Ma reconnaissance va enfin à toutes les personnes qui m'ont apporté leur concours.

- Dédicaces -

Je dédie ce modeste travail :

- A la mémoire de mon père
- A ma mère
- A tous les membres de ma famille.
- Aux frères Hadjout sans oublier Omar.
- A tous mes amis sans oublier N. IGUEJTAL

NOM: AIT-RABAH PRENOM: Arezki

DEPARTEMENT: Génie mécanique

PROMOTEUR : M^r AIT ALI

ملخص

هو نوع: يقتضي هذا المشروع الدراسة النظرية والتجريبية لتبريد رحل حواري
لبنزين للمحرك "فامو" ثنائي الاشواط أحادي الاسطوانة المستخدم للدراجة
النارية C.M.G التابعة لمركبات الدرجات والدرجات النارية لقائمة.
منشرا استطاعة قدرها 2.4 حصانا دو سرعة 5000 دورة
في الدقيقة، هذا المحرك مجهو بمروحة لحمل الحرارة
تسبب إجبارية. إن النظر في حذف هذه المروحة
بمساعدة على تحقيق ربح مادي للإستطاعة وتكاليف
صيانة، ويمكن ذلك بواسطة رفع مساحة حيزات
التبريد.

Résumé

Sujet: Le projet consiste à l'étude théorique et expérimentale du refroidissement par convection naturelle du moteur FAMO à 2 temps monocylindrique équipant le cyclomoteur C.M.G du complexe Cycles et Moto-cycles de Guelma.
Développant une puissance de 2,4 ch à 5000 tr/min, ce moteur est équipé d'une soufflante assurant la convection forcée. La suppression de cette pièce est envisagée de façon à réaliser une économie substantielle de puissance et un moindre coût. Ceci nécessite une augmentation des ailettes de refroidissement.

Summary

Subject: The project consists in a theoretical and experimental investigation of a natural convection cooling of FAMO two stroke motor cycle engine produced by the motor cycle complexe of Guelma.
With a nominal power of 2,4 horse power at 5000 rpm, this engine is equipped with a fan to insure forced convection. It is intended to replace the forced convection with ram-air natural convection to cut production cost and save substantial engine power. This would lead to increasing the fins effective heat transfer area.

TABLE DES MATIERES.

I. INTRODUCTION

1. Notions sur les moteurs	1
1.1. généralités	1
1.2. Moteur à 2 temps	4
1.3. Particularités du cycle à 2 temps	5
1.4. Comparaison	8
2. Refroidissement et Objectif de l'étude	10
2.1. Refroidissement.	"
2.2. Refroidissement par circulation d'air forcée	"
2.3. Objectif de l'étude	"

II. TRAVAUX EFFECTUÉS.

1. Installation expérimentale	12
1.1. Description du montage	"
1.2. Détermination des paramètres thermiques	20
2. Etude comparative	24
2.1. Disposition des ailettes	25
2.2. Conclusion	30

III. ETUDE EXPERIMENTALE.

1. Généralités	33
2. Quantité d'air nécessaire	34

3. Consommation d'air	35
4. Exploitation des résultats	"
4.1. Chaleur de combustion et énergie emportée par les gaz brûlés	37
4.2. Travail utile	42
IV. REFROIDISSEMENT.	
1. Nécessité du refroidissement	57
1.1. Quantité de chaleur à évacuer	"
1.2. Origine de la chaleur interne	"
1.3. Répartition du flux thermique	58
2. Forme des ailettes	60
2.1. Puissance absorbée par le refroidissement	65
V. CONCLUSIONS et RECOMMANDATIONS.	69
BIBLIOGRAPHIE	71
Appendice A : transmission de la chaleur	72
Appendice B : Etude de la combustion théorique	78
Appendice C : Relations entre N_2 , V_{air} et Δh_3	82
Exemple de calcul du bilan énergétique	85.

PRINCIPALES FIGURES

	<i>page</i>
Fig 1.1 - Cycle mécanique du moteur à 2 temps	3
Fig 2.1 - Installation expérimentale	13
Fig 2.2 - Système de Ventilation	16
Fig 2.3 - Schéma de mesure des gaz brûlés	17
Fig 2.6 - Culasse du moteur FAMO	27
Fig 2.7 - Cylindre du moteur FAMO	28
Fig 3.2 - Écoulement de l'air entre les ailettes	43
Fig 4.2 - Forme des ailettes	61

Graphes.

G1 - masse volumique de l'air en fonction de la température	41
G2 - Conductivité de l'air à pression atmosphérique	66
G3 - Viscosité cinématique de l'air à pression atmosphérique	67

I. INTRODUCTION.

1. Notions sur les moteurs.

1.1. Généralités:

On entend par moteur thermique tout appareil, capable de transformer une énergie thermique en énergie mécanique.

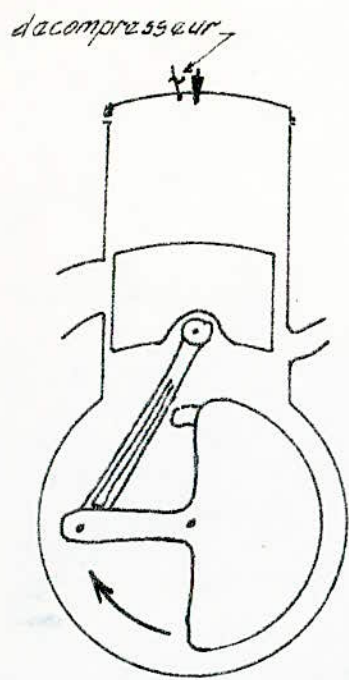
Les moteurs à combustion interne, c'est à dire produisant, eux même l'énergie nécessaire au fonctionnement, sont actuellement les plus répandus. Le mélange air-combustible est aspiré à l'intérieur du cylindre par une dépression produite par le déplacement du piston correspondant. L'explosion a lieu directement en présence des organes mécaniques (piston, bielle puis vilebrequin...) destinés à transformer le mouvement. Pour cela le combustible doit être de premier choix et dépourvu d'impuretés afin d'éliminer la détérioration des surfaces internes.

... La combustion s'effectue à la fin de la course de compression. Elle a lieu par déflagrations successives d'où le nom de moteur à explosion.

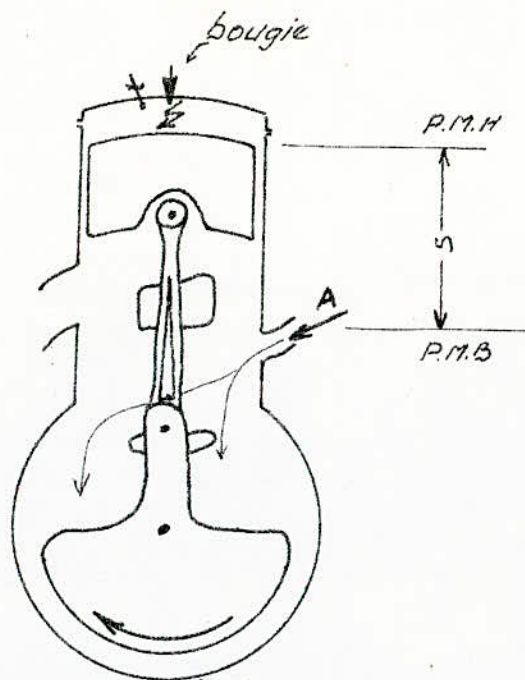
... le mélange gazeux est comprimé, puis inflammé au moyen d'une étincelle produite par le système

2
d'allumage durant un temps très court et provoque ainsi la combustion. L'explosion produit un fort dégagement de chaleur, il en résulte une augmentation de pression importante qui agit sur les parois de la chambre et repousse le piston à l'autre extrémité du cylindre (V. fig 1.1).

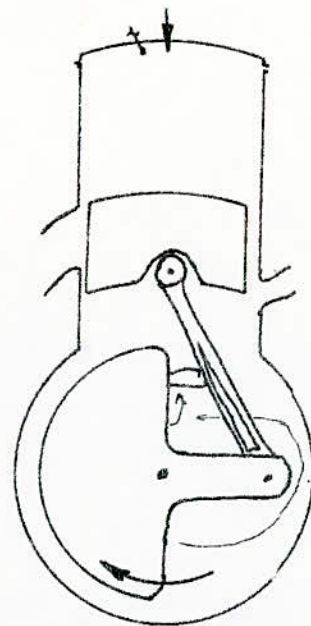
Le mouvement longitudinal du piston est transmis à la bielle d'où le vilebrequin qui provoque le mouvement rotatif. L'énergie chimique du combustible se transforme donc en chaleur, puis en énergie thermique d'où le travail moteur.



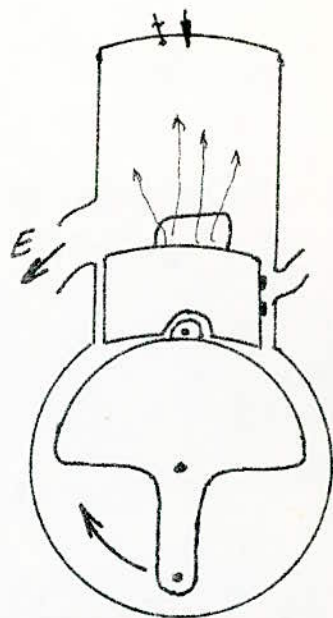
Compression



admission dans le
carter - allumage



détente



échapt - transfer

- 1^{er} temps -

- 2^{eme} temps -

fig 1.2: - Cycle mécanique du moteur 2 temps -

1.2 Moteur à 2 temps.

.. Le moteur à essence à 2 temps à balayage par carter (v. fig. 11) sont employés pour les motocyclettes ou pour les petits bateaux de plaisance. On a aussi tendance à construire des voitures de tourisme équipées de moteurs à 2 temps. Par contre en aviation, ces moteurs sont rarement utilisés, car elle exige une puissance spécifique maximum donc un poids spécifique minimum.

.. Le balayage par empresseur séparé est le plus favorable car il augmente d'environ 50% la puissance des moteurs à 2 temps par rapport au moteur à 4 temps. Ce type de moteur n'a pu être introduit dans l'aviation car on des pertes de combustible par l'air de balayage et impossibilité de suralimenter le moteur en air. Le premier obstacle peut être franchi en utilisant une pompe d'injection travaillant après la fermeture de la lumière d'échappement. Le second ne peut être levé car la pression de balayage ne doit pas dépasser la pression des gaz d'échappement de plus de 0,25 atm, d'où le degré de suralimentation admissible médiocre.

1.3 Particularités du cycle à 2 temps (fig 1.2)

le cycle s'effectue sur un tour du vilebrequin (360°) et donne une impulsion motrice au début du 2^e temps.

(V. fig 1.1)

le cycle comprend les phases suivantes :

- admission ; - compression ; - combustion - détente ; - échappement. Ces opérations débutent au P.M.B (fig 1.3) et l'explosion a lieu à chaque P.M.H

la phase supplémentaire : la précompression du mélange s'effectue dans le carter du moteur.

Comme indiqué sur le diagramme de la figure 1.3 le cylindre et le carter agissent de concert.

le canal d'aspiration vient directement du carburateur et aboutit dans le carter. Celui de l'échappement sort du cylindre au tube d'échappement.

les canaux de transfert relient le carter au cylindre.

Pour faciliter la compression et pour la nécessité d'un équilibrage dynamique, le vilebrequin est muni de deux flasques afin d'emmagasiner une énergie cinétique suffisante.

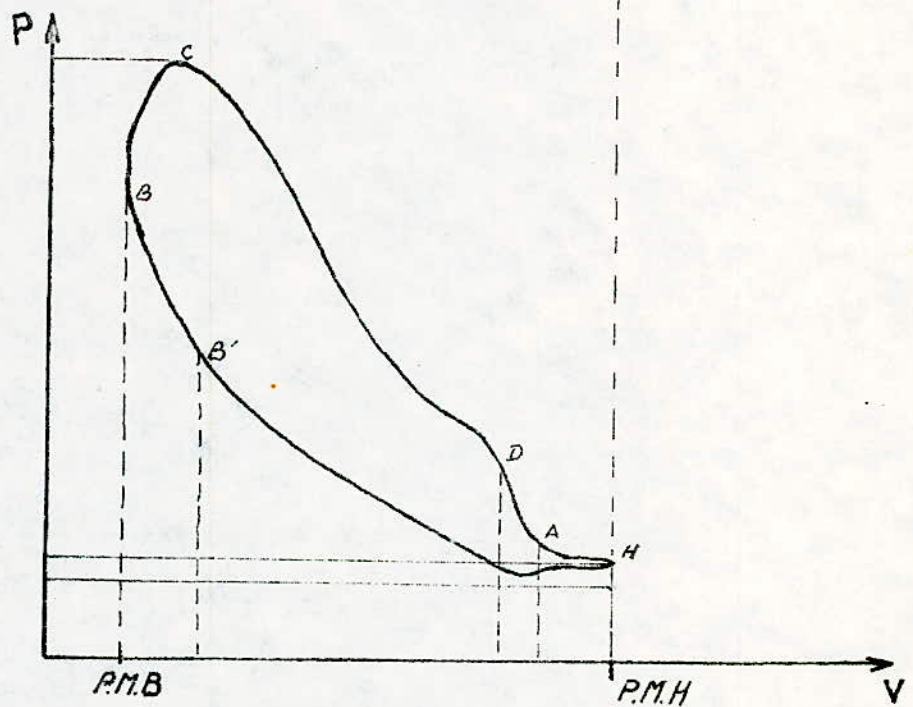
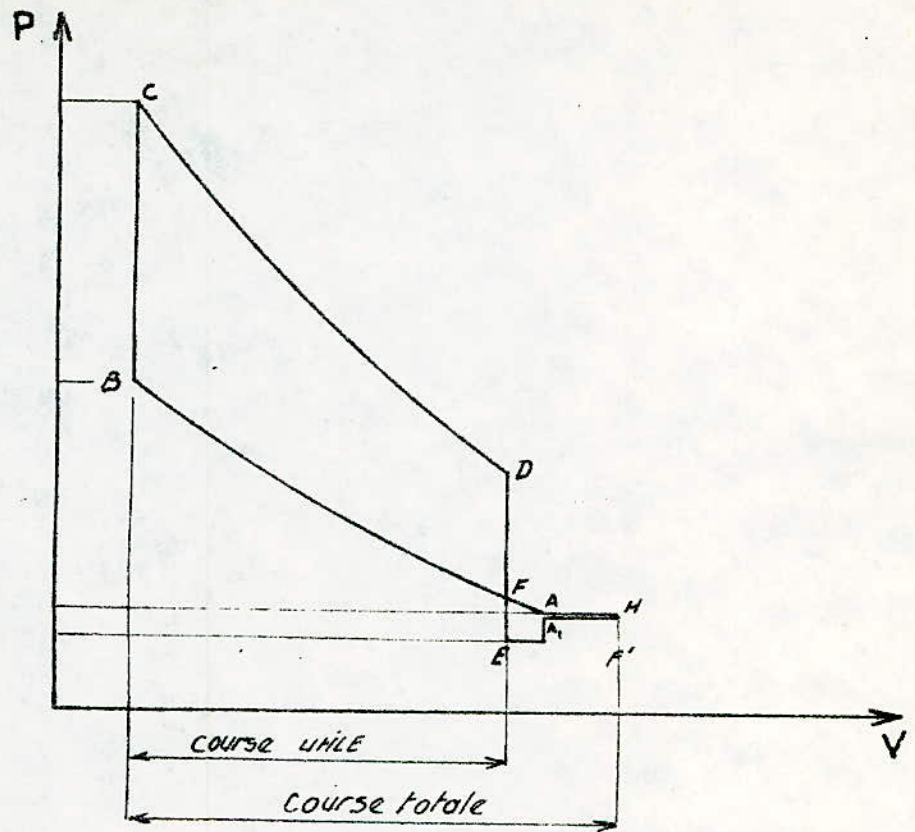


fig 12 Diagramme Pression-Volume théorique et pratique

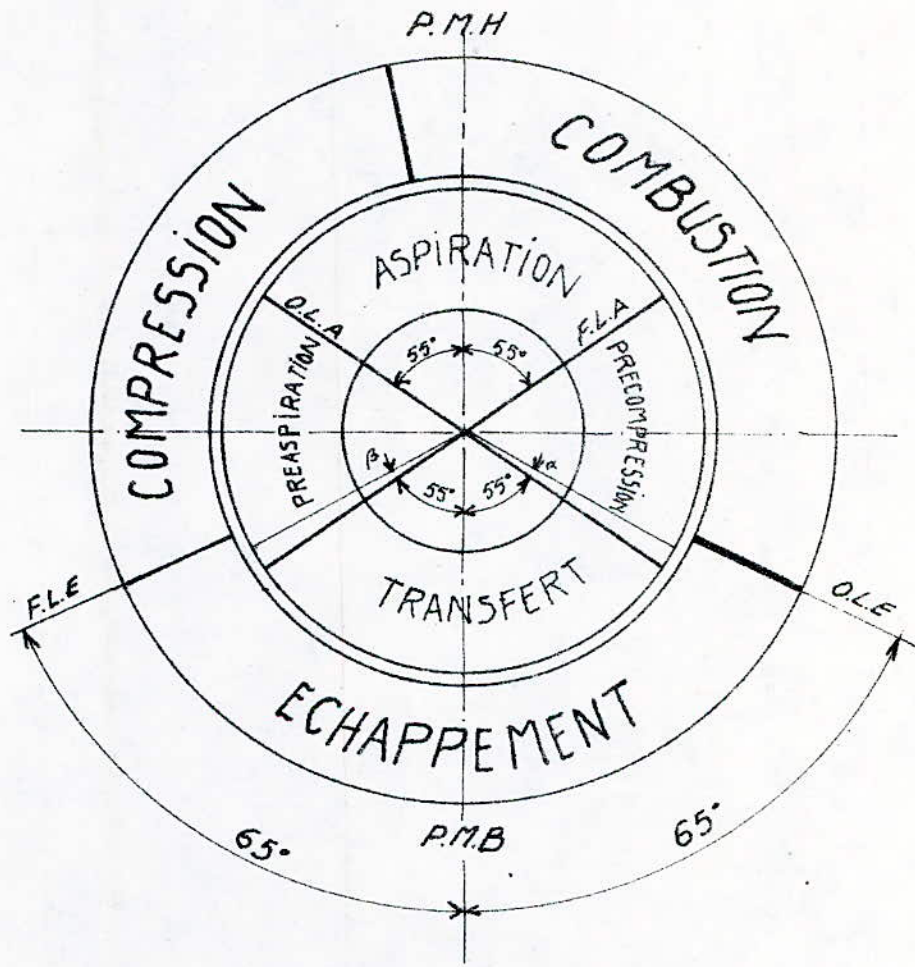


fig:13 - Diagramme de distribution symétrique -

1.4. Comparaison entre les moteurs à 2 temps et à 4 temps :

Le moteur à 2 temps réalise une explosion par tour. A cylindres égale, il devrait donc fournir une puissance double à celle développée par un moteur à 4 temps qui lui réalise une explosion tous les deux tours du vilebrequin.

En réalité le moteur à 2 temps respire difficilement car les phénomènes d'admission du mélange, carburé et d'échappement des gaz brûlés y sont beaucoup plus courts et moins énergiques que dans le moteur à 4 temps. Pour la même cylindrée et le même régime, la charge explosive étant nettement plus faible, la puissance effective d'un moteur à 2 temps est de 50% environ plus grande. Cependant, ces moteurs s'adaptent à des régimes de rotations sensiblement plus élevés. De part leur faible dimension et leur faible inertie il en résulte un gain supplémentaire de puissance spécifique par rapport aux moteurs à 4 temps.

L'admission et l'échappement étant simultanés sur une partie appréciable de la course motrice, le moteur à 2 temps possède un régime déterminé de fonctionnement économique. Au dessous de ce régime les gaz brûlés ne s'éliminent pas entièrement dans le cylindre.

9.

Dans les bas régimes à pleine admission, une partie des gaz frais passe directement à l'échappement. Par conséquent la gamme d'utilisation du moteur à 2 temps est nettement plus limitée que celle du moteur à 4 temps.

2. Refroidissement et objectif de l'étude:

2.1. Refroidissement:

Par suite de la combustion, les organes du moteur s'échauffent fortement. Pour éviter la détérioration, le moteur est alors équipé d'un système de refroidissement. L'excès de chaleur est directement transféré à l'air ambiant. Pour que le transfert thermique ne provoque pas de variations trop élevées de température et en conséquence des tensions mécaniques dans les surfaces internes, il est donc important que l'air entoure bien la plus grande surface des ailettes aussi régulièrement que possible.

2.2. Refroidissement par circulation forcée:

Une soufflante entraînée rigidement en rotation par l'arbre du vilebrequin active la circulation de l'air. Le constructeur du moteur FAMO s'est penché sur cette solution ou que le transfert thermique d'une paroi d'ailette croît sensiblement, comme le (nombre de Reynolds)^{0.8} d'où comme $(V_{air})^{0.8}$ et la quantité de chaleur varie de son côté comme $N_1^{0.6}$. N_1 : titre de tours du moteur.

2.3. Objectif de l'étude:

Contrairement au refroidissement par air forcé, le refroidissement par l'air déplacé est réalisé par le mouvement du cyclomoteur uniquement. L'objectif de notre étude porte sur l'élimination de

de la soufflante, donc de toutes les pièces servant à sa fixation et canalisant l'air autour des ailettes.

Le calcul du bilan énergétique nous est indispensable afin de pouvoir dimensionner les ailettes du cylindre et de la culasse dans le cas où le refroidissement soit néfaste pour le bon fonctionnement du moteur.

Le chapitre II traite les principaux travaux effectués pour la réalisation du montage expérimental.

Le chapitre III complété par l'appendice C traite le calcul du bilan thermique ainsi que les tableaux des valeurs.

Dans le chapitre V on voit les différents paragraphes servant à dimensionner les ailettes.

II. TRAVAUX EFFECTUÉS.

1. Installation expérimentale :

Le montage réalisé est représenté sur la figure dénotée fig 2.1

Afin de pouvoir fixer le moteur et minimiser les vibrations on a été amené à réaliser un boîtier muni de 3 languettes permettant ainsi le maintien du moteur dans sa position convenable (v. fig 2.1)

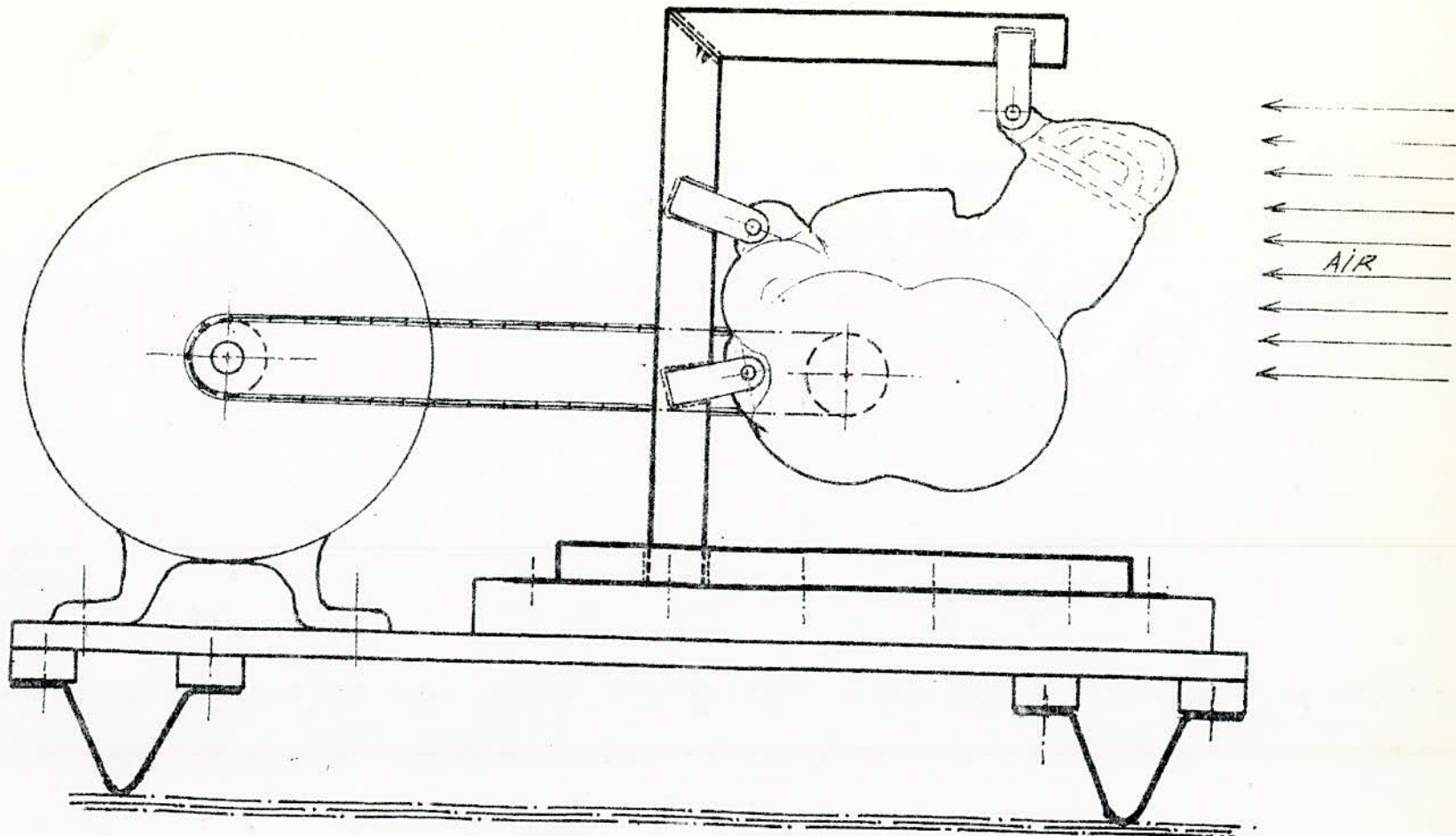
Le montage a été réalisé afin de simuler le déplacement du cyclomoteur en fonctionnement et à l'arrêt.

1.1. Description du montage :

Le moteur est suspendu à une iquerre, elle-même fixée sur une table basse de façon à disposer l'ensemble devant la soufflerie à vitesse variable qui simule les vitesses de l'air déplacé entre les ailettes au cours du mouvement vel du cyclomoteur.

L'alimentation en mélange deux temps s'effectue au moyen d'un flacon gradué en millilitre (cm^3) relié au moteur par un flexible.

Les débits combustibles sont évalués d'après les différences de niveau et le temps mesuré au moyen d'un chronomètre.



*fig 2.1 - Installation experimentale -
dynamo-mot. ur*

le débit des gaz brûlés est mesuré au moyen d'un venturi, comme indiqué sur la fig 2.3

1.11- Dynamo-frein - (V. fig 2.1)

Cette dynamo servira à faire démarrer le moteur en premier lieu et travailler ensuite en frein au fur et à mesure que l'on varie les charges durant toutes les expériences.

Elle est fixée sur la table de même que le moteur et disposée de tel sorte que la coaxialité soit respectée avec le pignon moteur.

On mesure la tension et le débit du courant produit, de là on en déduit la puissance développée.

Mais le rendement de la dynamo n'est pas constant, théoriquement il varie selon la vitesse de rotation et la puissance produite.

Chaque mesure, en principe, doit être corrigée par un facteur de rendement différent que l'on relève sur un graphique donné par le constructeur de la dynamo. Les variations de freinage sont obtenues en modifiant, au moyen d'une bête de charge le courant d'excitation.

1.12. Ventilateur centrifuge. (fig 2.2)

Le ventilateur utilisé permettant de souffler et de régler la vitesse de l'air de refroidissement des ailettes, est celui du T.P: Ventilateur centrifuge que l'on dispose au laboratoire d'énergétique dont le schéma en vue de dessus est représenté sur la fig 2.2

La vitesse de l'air est réglée par l'excitation et repérée au moyen du manomètre Tu_3 , et la lecture de la densité Δh_3 nous permet de déterminer la valeur de cette vitesse.

N.B. - le moteur est disposé en face de la sortie de l'air de refroidissement de tel sorte que cet air embrase bien le cylindre et la culasse.

1.13. Débitmètre:

Le débit du gaz d'échappement étant nécessaire au calcul du bilan thermique, un débitmètre est monté à la sortie de l'échappement pour déterminer le débit par la formule de Bernoulli.

Le tube de venturi adopté est composé de tubes ayant un rapport de diamètres de l'ordre de 0,2 reliés par un cône de faible pente ($\approx 0,25$) afin d'éviter le décollement des gaz au cours de l'écoulement. (V. fig 2.3)

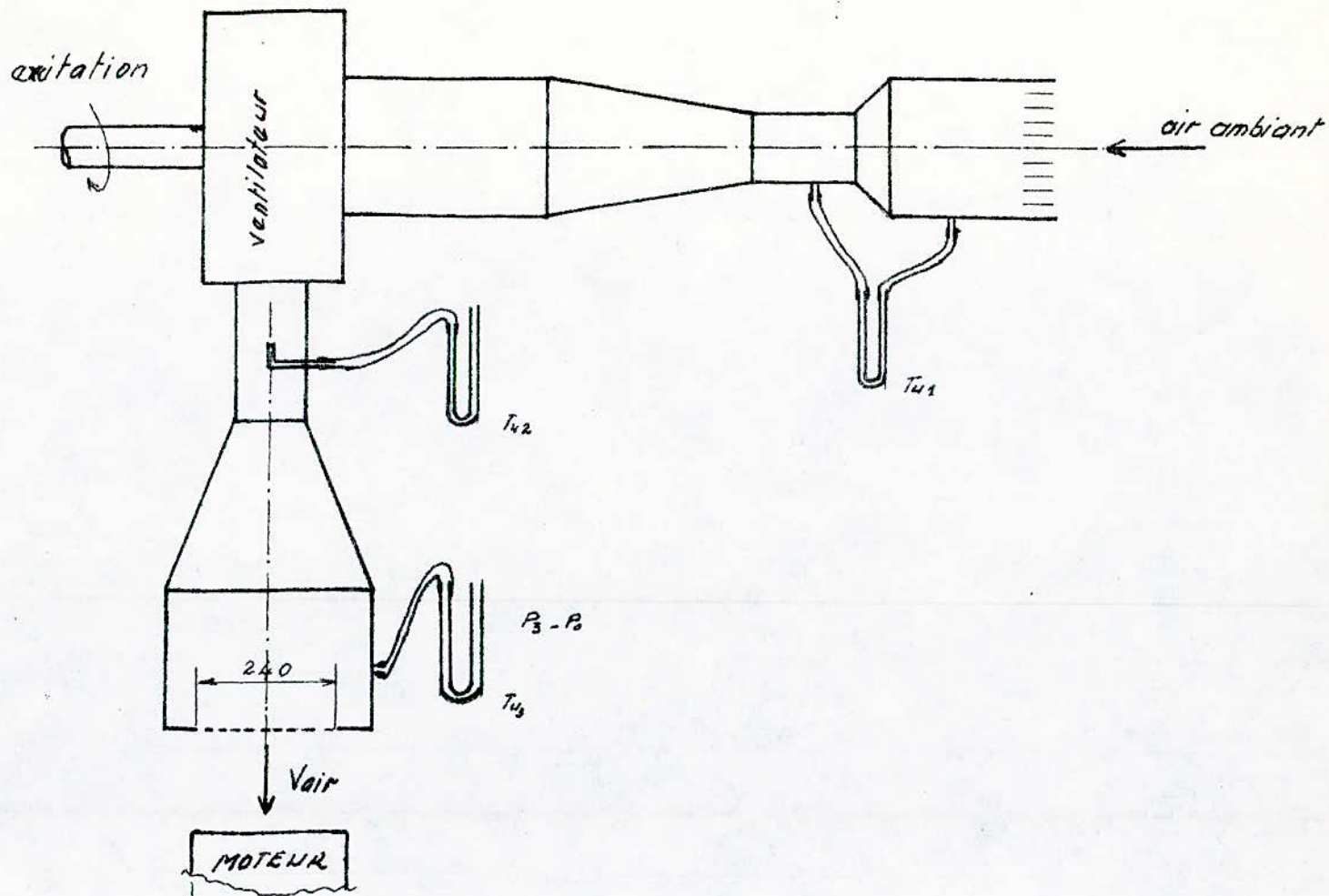


Fig22- Système de ventilation.

Vu: de dessus

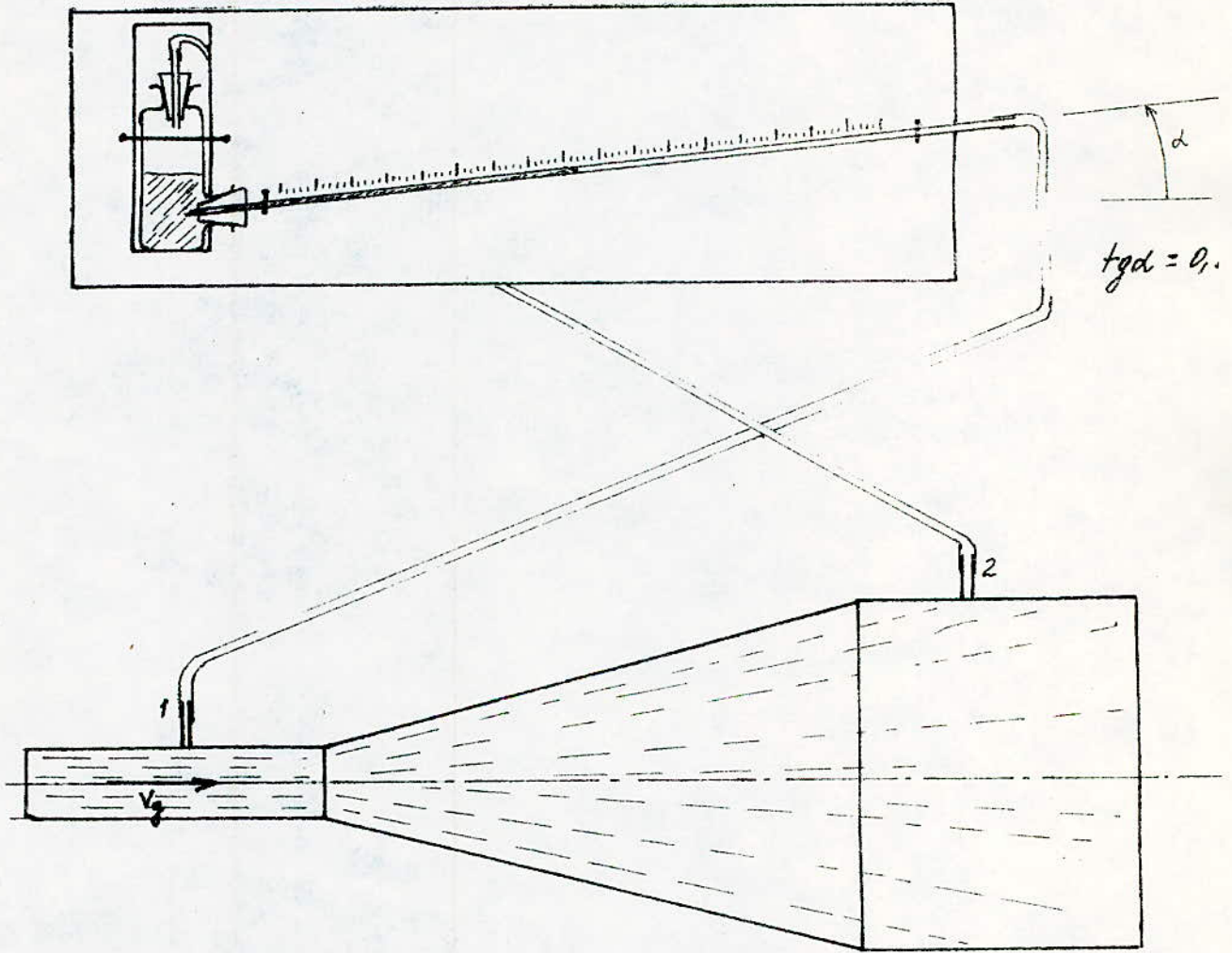


Fig.23 - Mesure de débit des gaz brûlés -

On a opté pour ce genre de débitmètre vu que le diamètre du tube d'échappement est faible (16 mm), donc l'utilisation, dans ce cas, d'un convergent est impossible.

L'équation de Bernoulli régissant l'écoulement s'écrit comme suit :

$$\frac{P_1}{\rho_1 \cdot g} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho_2 \cdot g} + \frac{V_2^2}{2g} \quad (2.1)$$

P_1 : pression amont, P_2 : pression aval.

ρ_1, ρ_2 : masses volumiques du fluide en amont et en aval de l'écoulement

Supposant les gaz brûlés comme étant incompressibles donc $\rho_1 = \rho_2 = \rho_g$.

g : accélération de la pesanteur $9,81 \text{ m/s}^2$.

V_1, V_2 : vitesses amont et aval.

$$(2.1) \Rightarrow P_2 - P_1 = \frac{1}{2} \cdot \rho_g \cdot (V_1^2 - V_2^2) \quad (2.2)$$

L'équation de continuité d'un gaz donne

$$Q_{\text{ech}} = \rho_g \cdot V_1 \cdot S_1 = \rho_g \cdot V_2 \cdot S_2 \quad (2.3)$$

Q_{ech} : débit à l'échappement.

S_1, S_2 : sections respectives en 1 et 2. (V. fig 2.3)

$$(2.3) \Rightarrow \frac{S_2}{S_1} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} \cdot \frac{4}{\pi D_1^2} \Rightarrow \frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \quad (2.4)$$

avec D_1, D_2 : diamètres respectifs en 1. et 2.

114. Manomètre incliné.

La vitesse des gaz brulés étant faible le manomètre incliné donne une lecture de dénivellation plus précise, cette lecture ne dépend que de la densité du liquide utilisé et de l'inclinaison choisie. (v. fig 2.3)

Ce liquide est l'alcool de masse volumique $\rho_{al} = 0,825 \text{ kg/l}$. Dans ce genre de manomètre, la valeur exacte de dépression s'obtient en multipliant la différence de pression lue par la pente.

$$P_2 - P_1 = \rho_{al} \cdot g \cdot \Delta h_{ech} \quad (2.5)$$

↑ dénivellation [m].

des équations (2.2) et (2.5) on tire

$$\rho_{al} \cdot g \cdot \Delta h_{ech} = \frac{1}{2} \rho_g \cdot (V_1^2 - V_2^2) \quad (2.6)$$

$$\Rightarrow \rho_{al} \cdot g \cdot \Delta h_{ech} = \frac{1}{2} \rho_g \cdot V_1^2 \left(1 - \frac{V_2^2}{V_1^2} \right) \quad (2.7)$$

en utilisant l'égalité (2.4), (2.7) devient

$$\rho_{al} \cdot g \cdot \Delta h_{ech} = \frac{1}{2} \rho_g \cdot V_1^2 \left(1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right) \quad (2.8)$$

d'où

$$V_1^2 = \frac{2 \cdot \rho_{al} \cdot g \cdot \Delta h_{ech}}{\rho_g \cdot \left(1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right)} \quad (2.9)$$

Revenons à l'équation de continuité (2.3) et remplaçons V_1 par sa valeur.

$$Q_{ach} = \rho_g \cdot \frac{\pi D_1^2}{4} \sqrt{\frac{2 \rho_{al} \cdot g \cdot \Delta h_{ech}}{\rho_g \cdot \left(1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right)}} \quad (2.10)$$

N.B.:

Dans les calculs qui suivent, et en particulier pour la détermination du débit massique des gaz brûlés on tiendra compte du terme $\frac{D_1}{D_2} = 0,2 \Rightarrow \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 = 0,04$ qui est négligeable.

Pour contre on note la vitesse des gaz par v_g au lieu de v_1 .

donc $Q_{ech} = \rho_g \cdot v_g \cdot \frac{\pi \cdot D_1^2}{4}$

avec $v_g = \left(\frac{2 \cdot P_{el} \cdot \eta \cdot \Delta h_{ech}}{\rho_g} \right)^{1/2}$

12. Détermination des paramètres thermiques: (fig. 2.4)

L'énergie contenue dans le combustible est transformée partiellement (pertes thermodynamiques) en un travail mécanique utile, un travail absorbé par les frottements mécaniques, une énergie thermique perdue par transfert de chaleur au milieu ambiant et une énergie interne véhiculée par les gaz d'échappement.

. Le travail mécanique utile est mesuré au borne d'une génératrice (dynamo-frein) à courant continu entraînée par le moteur au moyen de la chaîne cinématique (V. fig 2.1)

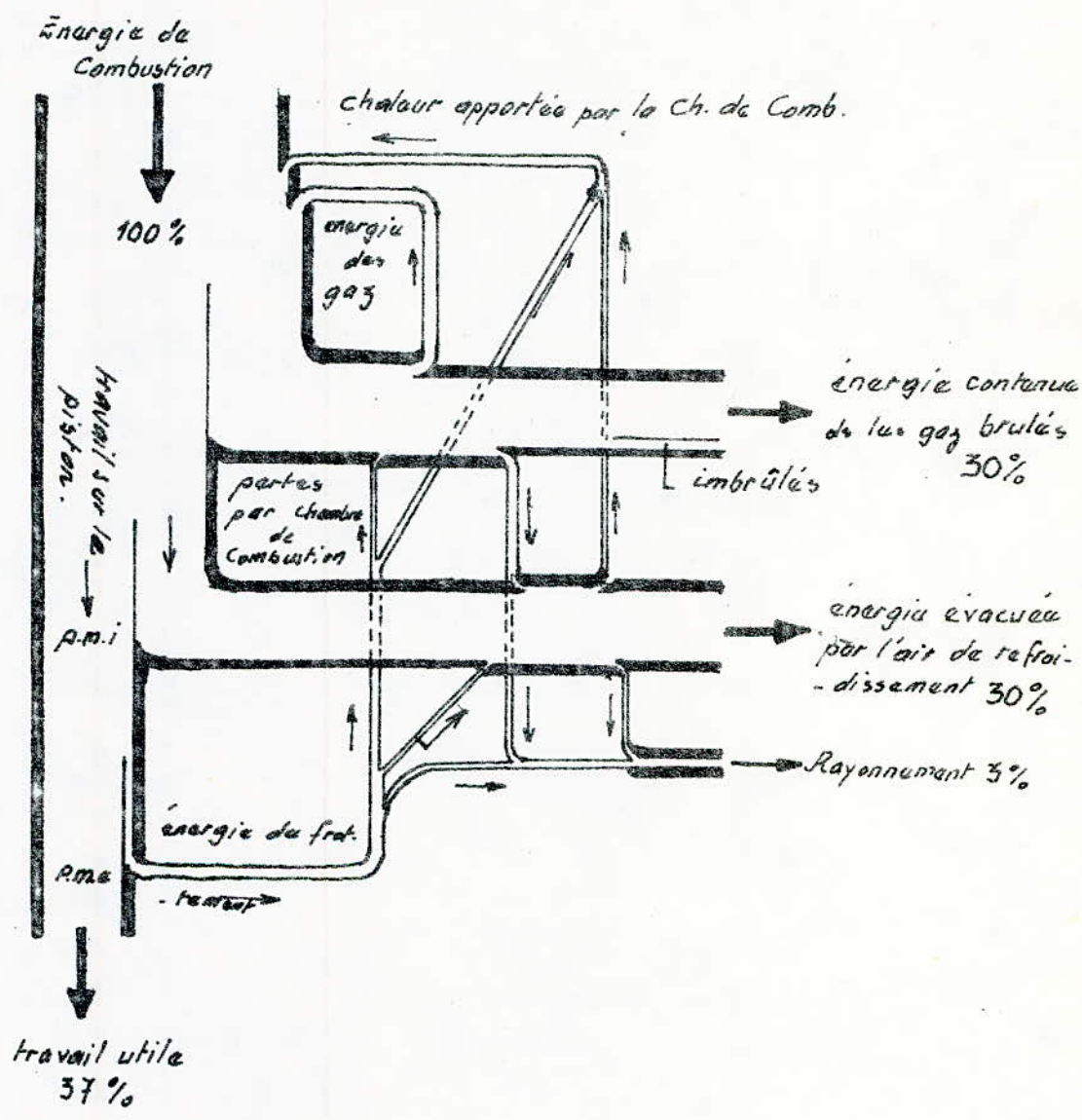


Fig 2.4. Répartition de l'énergie de Combustion.

.. la mesure des températures à la base des ailettes du cylindre (éventuellement la culasse) de même que l'évaluation de la surface effective d'échange sont nécessaires au calcul des pertes de chaleur.

... la connaissance du débit et de la température des gaz brûlés permet de déterminer l'énergie emportée à l'échappement.

4.21. Silencieux d'échappement :

A leur sortie du moteur, les gaz brûlés passent dans le silencieux d'échappement avant d'être évacués dans l'atmosphère.

Ce silencieux est en tôle soudée, il comprend une série de chicane destinées à terminer la détente des gaz et à atténuer ainsi leur bruit.

Ayant un moteur à 2 temps, ce silencieux produit un freinage qui favorise le fonctionnement du moteur. Ce freinage intervient lorsque le piston est au P.M.B le passage des gaz frais par la lumière d'échappement. Il maintient une légère surpression dans le cylindre et améliore la puissance développée lorsque le moteur fonctionne à pleine charge mais à bas régime.

Remarque:

Le silencieux d'un moteur à 4 temps produit un freinage des gaz qui diminue légèrement la puissance développée.

1.21. Mesure de températures:

A la base des cylindres, les températures sont prises à l'aide de thermocouples en Cuivre-constantin reliés à un sélecteur de lecture B.C.M qui est connecté au lecteur digital alimenté par une tension de 220V. Par contre la température des gaz d'échappement est relevée directement à la sortie des gaz à l'aide d'un thermocouple en platine rhodié-platine. La lecture s'effectue sur un cadran gradué à cet effet.

2. Etude comparative :

Selon les constructeurs, les cycles-moteurs possèdent des moteurs de caractéristiques différents et une disposition des voilures de refroidissement variable.

MARQUE	CYLINDRÉE	COURSE ALESAGE	PUISSANCE	TAUX DE COMPRESSI ^{on}
Peugeot 103	49 cm ³	39 mm 40 mm	/	8,5
Tomos	49 cm ³	43 mm 38 mm	1,5 kw = 2 CV à 5500 tr/mn	8,5
C.M.G.-600	47 cm ³	42 mm 38 mm	1,8 kw = 2,4 CV à 5000 tr/mn	9

Surface d'échange thermique approximative

MARQUE	Culasse	Cylindre
Peugeot 103	690 cm ²	490 cm ²
TOMOS	970 cm ²	480 cm ²
C.M.G.-600	503 cm ²	469 cm ²

2.1. Disposition des ailettes

2.11. Culasse :

. Pour la Peugeot 103, les ailettes de refroidissement sont disposées perpendiculairement au plan diamétral du cylindre. De forme rectangulaire, leur hauteur varie de 3 à 3,5 mm selon leur position, centrale ou extrême.

.. Par contre sur la Tomos, les ailettes de la culasse forment un prolongement des ailettes du cylindre (V. fig 2.5) qui sont disposées dans la direction de l'axe.

... Les ailettes du moteur de la C.M.G. 600 ont une forme géométrique arrondie (V. fig 2.6) et sont perpendiculaire au plan diamétral mis à part deux ailettes circulaires de centre se situant sur l'axe du cylindre. Ces 2 ailettes entourent la chambre de combustion (c'est-à-dire le bas de la culasse), elle mêmes enfermées par le flaque directeur de l'air forcé provoqué par la soufflante.

2.12. Cylindre :

. Les ailettes de la Peugeot 103 ont une forme presque carrée et disposées dans le plan diamétral du cylindre de même que celles de la C.M.G. 600, mais

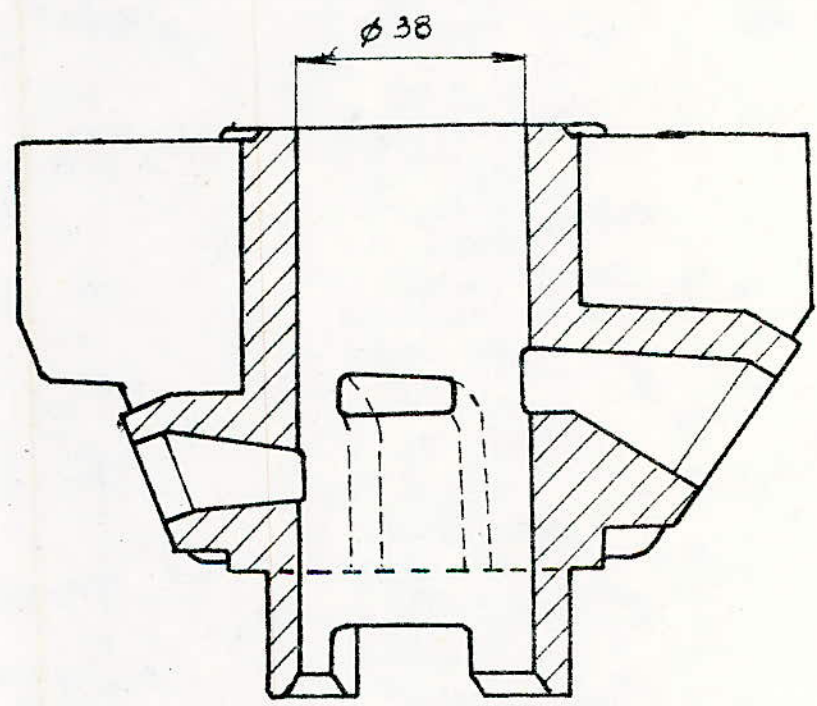


fig.25 - cylindre du moteur A3M - TOMOS

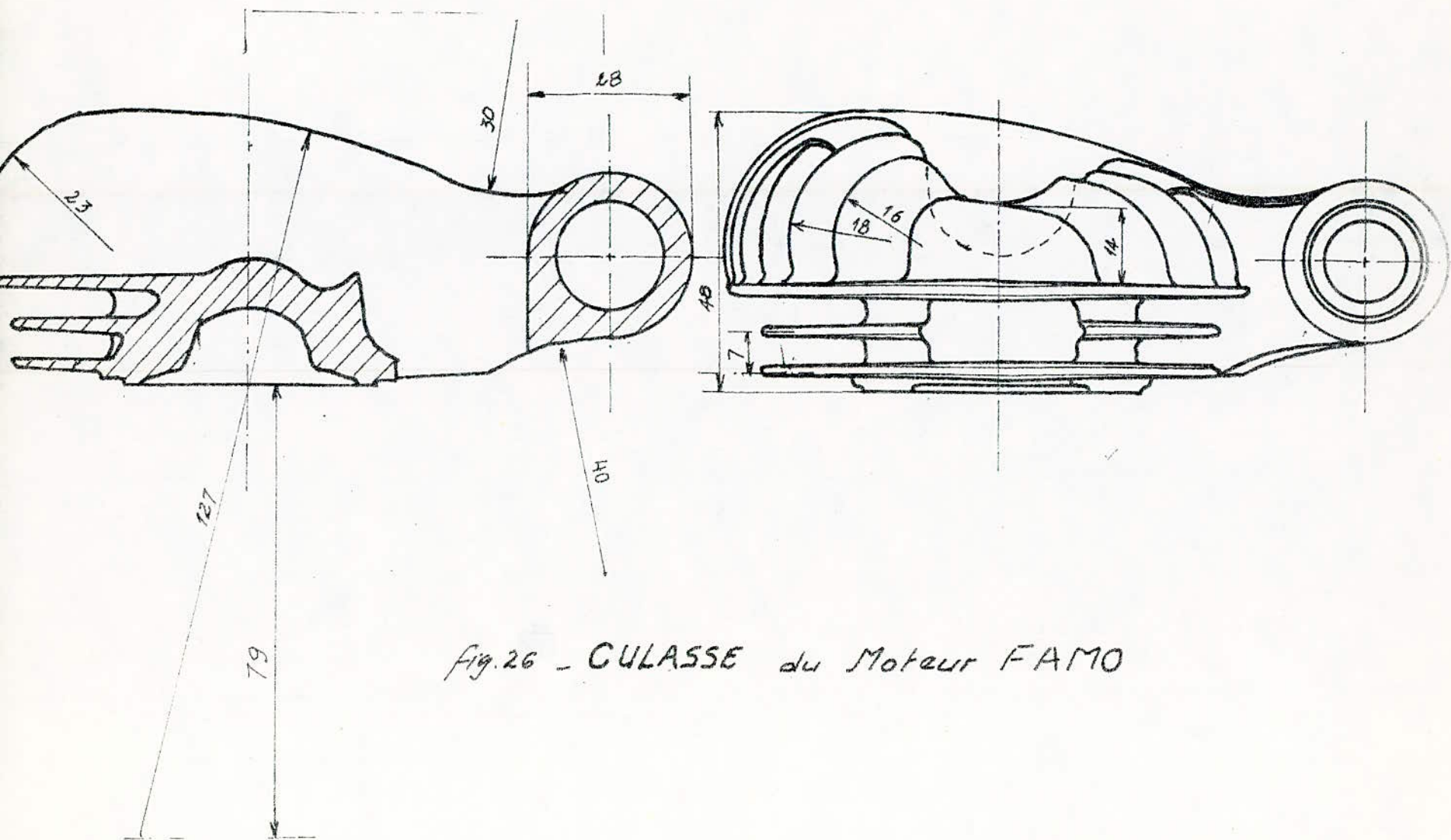


Fig. 26 - CULASSE du Moteur FAMO

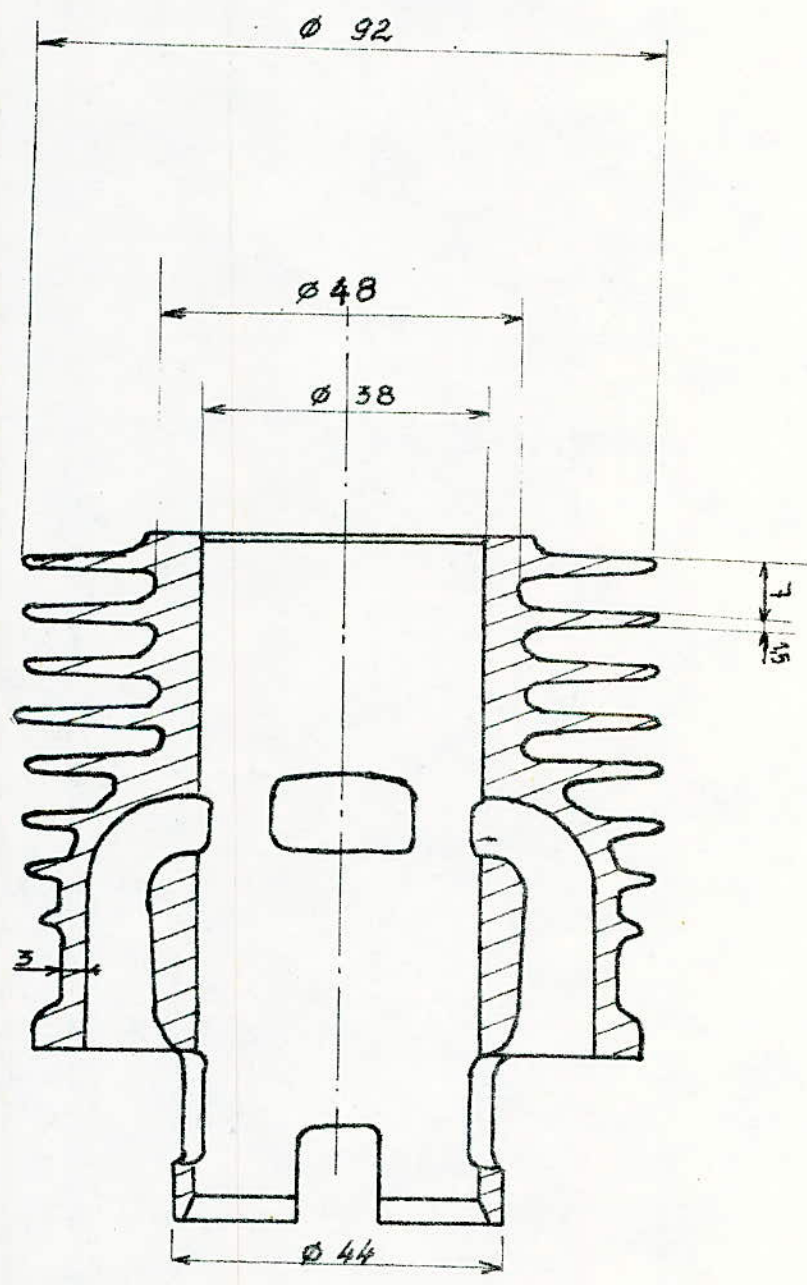


fig27a - Coupe longitudinal - cylindre FAMO -

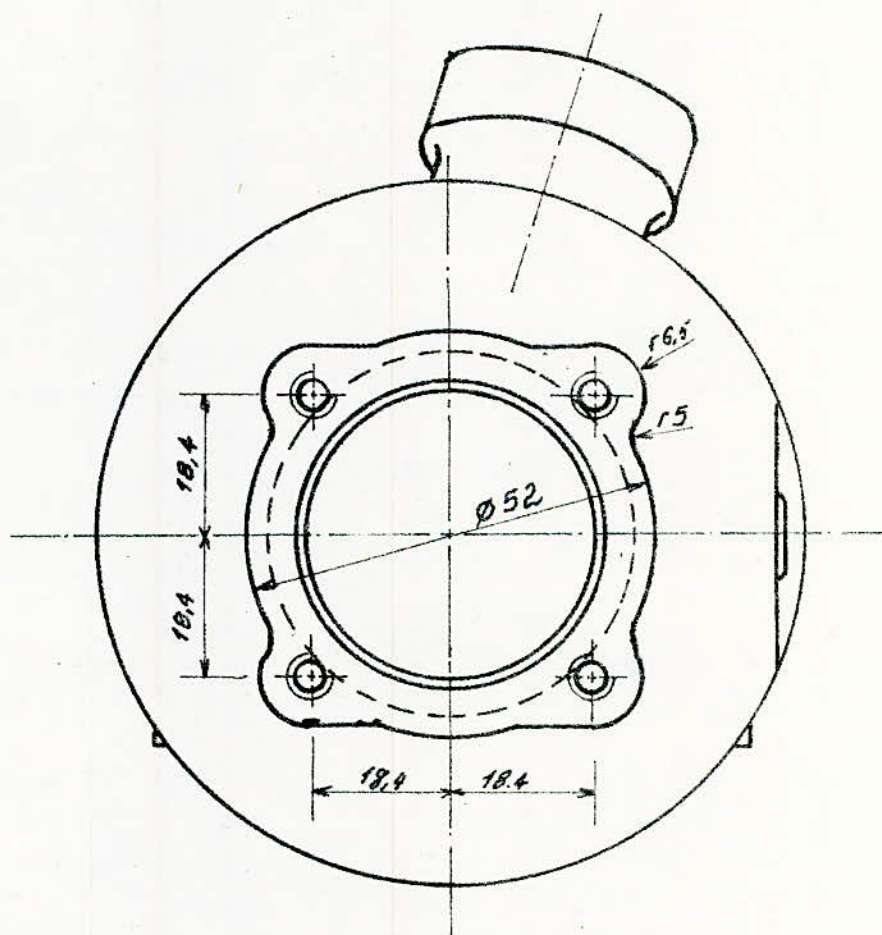


fig:27.6.-VUE de dessus cylindre FAMO-

celles-ci sont circulaires.

N.B.

Les culasses des trois moteurs sont en alliages d'aluminium et les cylindres sont en fonte grise. La différence reside uniquement dans la teneur, la géométrie des ailettes et la disposition du bloc cylindre-culasse par rapport à l'horizontale d'où la direction de la vitesse du vent.

Les deux premiers cylindres, cités, forment un angle de 30°. Par contre celui du moteur FAMO, forme un angle de 60° avec la direction de vent.

2.2. Conclusion :

On remarque que la disposition des ailettes pour les deux cyclomoteurs (Peugeot 103 et Tomax) joue un rôle dans le refroidissement, puisqu'il s'effectue par l'air déplacé du au mouvement d'où plus grande surface d'échange. L'écartement entre les faces latérales dépend du coefficient de convection de l'air qui est directement lié à la valeur de la vitesse et la température pour cela l'inclinaison est optimale.

Par contre la disposition du cylindre du moteur de la C.M.G. 600 est relié uniquement aux caractéristiques mécaniques. L'air soufflé entre les ailettes est caractérisé

par la soufflante (v. fig 29) uniquement, donc pour le refroidissement peu importe l'inclinaison puisque le ventilateur est solidaire de l'axe du vilebrequin.

La culasse du moteur Famo est tout de même exposée à l'air déplacé mais la forme donnée à ses ailettes (v. fig 26) répond à l'inclinaison imposée par le montage technologique.

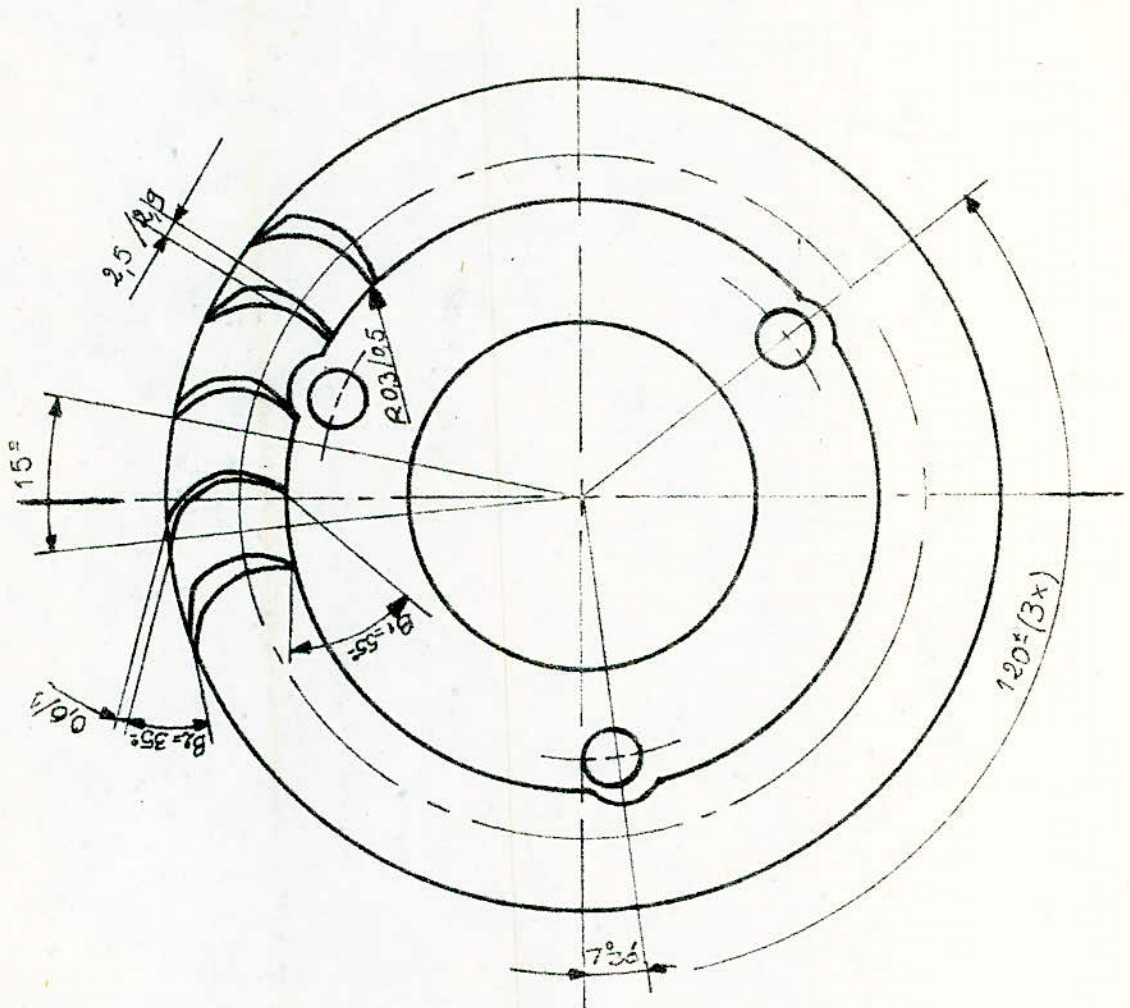


Fig 2.9 - Soufflante -

III. ETUDE EXPERIMENTALE.

1. Généralités:

Le moteur FAMO employé comme carburant l'essence normale de formule chimique C_8H_{16} .

La thermochimie et la calorimétrie nous apprennent que pour la combustion complète (V. Appendice B) de deux kmole d'hydrogène, il faut introduire un kmole d'oxygène et cette même quantité d'oxygène pour la combustion de un kmole de carbone.

La combustion complète d'hydrogène H_2 avec l'oxygène O_2 fournit de la vapeur d'eau et dégage 13500 kcal/mole

Tandis que la combustion carbone C avec l'oxygène O_2 fournit l'acide carbonique CO_2 et 97650 kcal de chaleur dégagée.

Les deux kmoles d'hydrogène pèsent 4 kg, un kmole d'oxygène O_2 32 kg et deux kmole H_2O 36 kg.

d'où il en résulte qu'un kg de H_2 exige pour sa combustion complète 8 kg de O_2 , produit 9 kg de H_2O et dégage 33750 kcal.

La quantité de chaleur dégagée par le combustible est appelé pouvoir calorifique, pour l'hydrogène, elle est de 33750 kcal y compris celle de la condensation de

la vapeur d'eau. Cette chaleur n'est pas utilisée car les gaz brûlés quittent le moteur avec une température bien supérieure à celle de la vapeur saturée.

La valeur du pouvoir calorifique doit donc être diminuée de la chaleur de production de la vapeur saturée, laquelle est égale en moyenne à 600 kcal/kg de vapeur, soit pour 9 kg environ 5400 kcal.

Le pouvoir calorifique net de l'hydrogène est donc

$$Q_{H_2} = 28350 \text{ kcal}$$

celui du carbone est égal à $Q_{car} = 8080 \text{ kcal/kg}$.

D'après les équations de combustion 1 kg de carbone exige pour sa combustion complète $8/3$ kg d'oxygène et produit $11/3$ kg de gaz carbonique CO_2 .

Le combustible qui contient en poids H% d'hydrogène, C% de carbone et $(100 - H - C)\%$ de corps inertes a pour conséquent un pouvoir calorifique de Q_i

$$Q_i = 0,01(28350H + 8080C) \text{ kcal}$$

2. Quantité d'air nécessaire :

Le pouvoir calorifique de l'essence qui en moyenne contient 14,2% d'hydrogène et 85,4% de carbone est égal d'après l'équation précédente à 10926 kcal. Ce dernier correspond aux essence en

général, mais le carburant utilisé: essence légère possède un pouvoir calorifique $Q_i = 10600 \text{ kcal/kg}$.

La quantité d'oxygène nécessaire pour brûler un kg de C_8H_{16} est de $0,1065 \cdot 32 = 3,408 \text{ kg}$ (V. Tableau 3.1).

Cet oxygène est fourni par l'air ambiant, chaque kg d'air, contient $0,232 \text{ kg}$ d'oxygène et $0,768 \text{ kg}$ d'azote (V. Tableau 3.2).

Donc pour 1 kg d'essence, il faut théoriquement introduire dans la chambre de combustion $3,408 / 0,232 = 14,69 \text{ kg}$ d'air.

Les produits de combustion de 1 kg d'essence avec $14,69 \text{ kg}$ d'air contiennent:

$$0,142 \cdot 9 = 1,278 \text{ kg de } H_2O$$

$$0,854 \cdot 8/3 = 2,277 \text{ kg de } CO_2$$

$$0,768 \cdot 14,69 = \underline{11,282 \text{ kg de } N_2}$$

$$14,84 \text{ kg de produits}$$

3/1 Consommation d'air:

La composition massique (kg/kg) des combustibles utilisés dans les moteurs, l'oxygène nécessaire (kmol/kg) de la combustion et l'air correspondant (kmol/kg) sont donnés par les tableaux 3.1 et 3.2.

a_{min} : oxygène nécessaire

L_{min} : air nécessaire:

	C	H	O	O_{2min}	L_{min}
essence	0,854	0,142	0,004	0,1065	0,5073

Tableau 3.1. Composition de l'essence

élément	% en masse	% en volume
O_2	23,2	21
N_2	76,8	79

Tableau 3.2 : Composition de l'air.

4°. Exploitation des résultats. Le schéma représenté sur la figure (fig 3.1) est le schéma électrique de l'installation nous permettant de déterminer la puissance fournie par le moteur par le biais de la dynamo. Les mesures relevées sont données par les tableaux Ia jusqu'à IIIa. Pour faire le bilan énergétique on doit connaître la densité de l'essence utilisée (C_8H_{16}) qui est P_{es} .

$P_{es} = 0,725 \text{ kg/l}$

4.1. Chaleur de Combustion W_{es} et énergie emportée par les gaz brûlés W_g :

Les applications numérique sont données dans l'appendice C.

Q_v : débit volumique de combustible en l/s.

$Q_v = \frac{C_s}{t} = \frac{\text{Consommation}}{\text{temps}}$

\dot{m}_{es} : débit massique du combustible en kg/s.

$\dot{m}_{es} = Q_v \cdot P_{es}$

\dot{m}_a : débit massique de l'air nécessaire

$\dot{m}_a = 14,69 \cdot \dot{m}_{es}$

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

on sait que $\Delta P = \frac{1}{2} \rho_g \cdot v_g^2$ d'où $v_g = \sqrt{\frac{2 \cdot P_{al} \cdot g \cdot \Delta h_{ech}}{\rho_g}}$

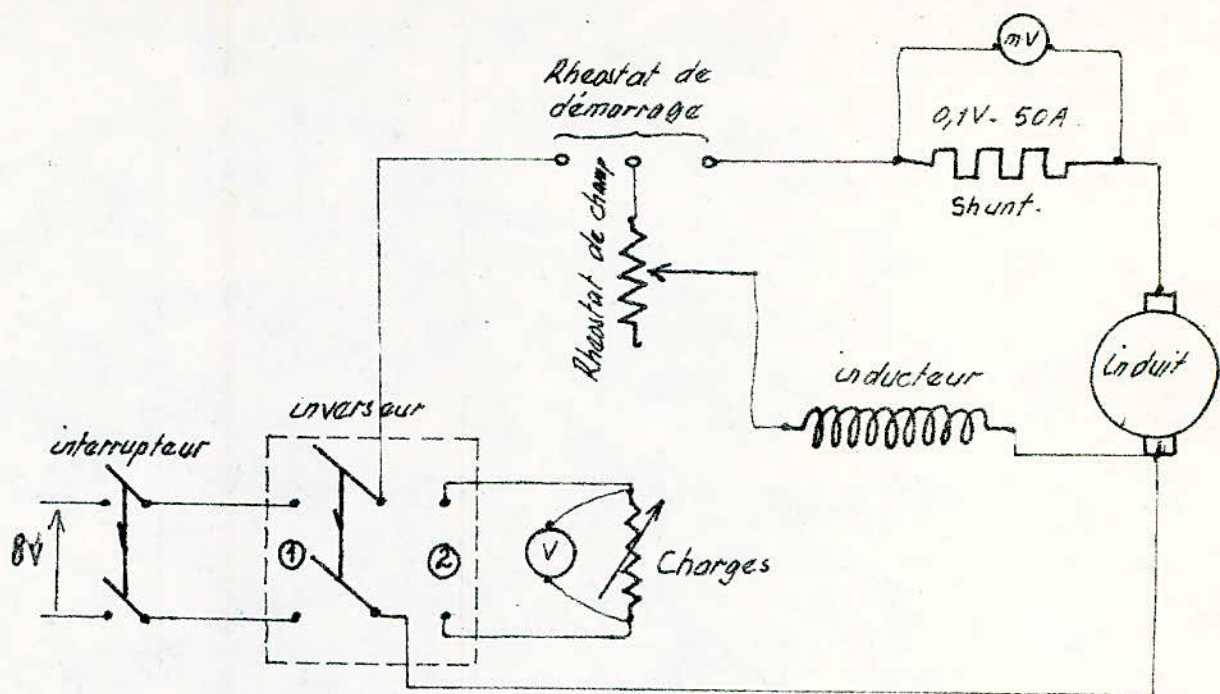


fig:3.1 : - Schéma électrique de l'installation -

- N.B :
- inverseur sur ① et interrupteur fermé, forment le circuit de démarrage (machine fonctionnant en moteur).
 - inverseur sur ② et interrupteur ouvert, forment le circuit de charge (machine fonctionnant en dynamo).

on assimile ρ_g à l'air donné dans le tableau 3.3 et le graphe G.1.

$$\dot{m}_g = \rho_g \cdot \frac{\pi D_i^2}{4} \cdot v_g = \rho_g \cdot \frac{\pi D_i^2}{4} \sqrt{\frac{2 P_{at} \cdot g \cdot \Delta h_{ech}}{\rho_g}}$$

d'où $W_{es} = \dot{m}_{es} \cdot Q_i$ et $W_g = \dot{m}_g \cdot C_p \cdot (T_{ech} - T_{amb})$.

avec T_{ech} : température des gaz brûlés

T_{amb} : " de l'ambiance.

En réalité la chaleur de combustion se détermine à partir du pouvoir calorifique Q_i mais faisant intervenir l'excès d'air α . Comme le moteur est à 2 temps donc le combustible admis n'est pas entièrement brûlé étant donné les fuites par le transfert qui s'effectue en même temps que l'échappement (V. fig 2.4).

Soit Q_r la chaleur de combustion d'ou

$$Q_r = Q_i - 13800(1 - \alpha) \quad [\text{kcal/kg}]$$

$$\text{et } \eta_c = \frac{Q_r}{Q_i} = \frac{Q_i - 13800(1 - \alpha)}{Q_i}$$

en supposant la combustion incomplète $\rightarrow \alpha = 0,9$

on aura un rendement de combustion $\eta_c = 0,87$.

d'où l'énergie de combustion

$$W_c = W_{es} \cdot \eta_c$$

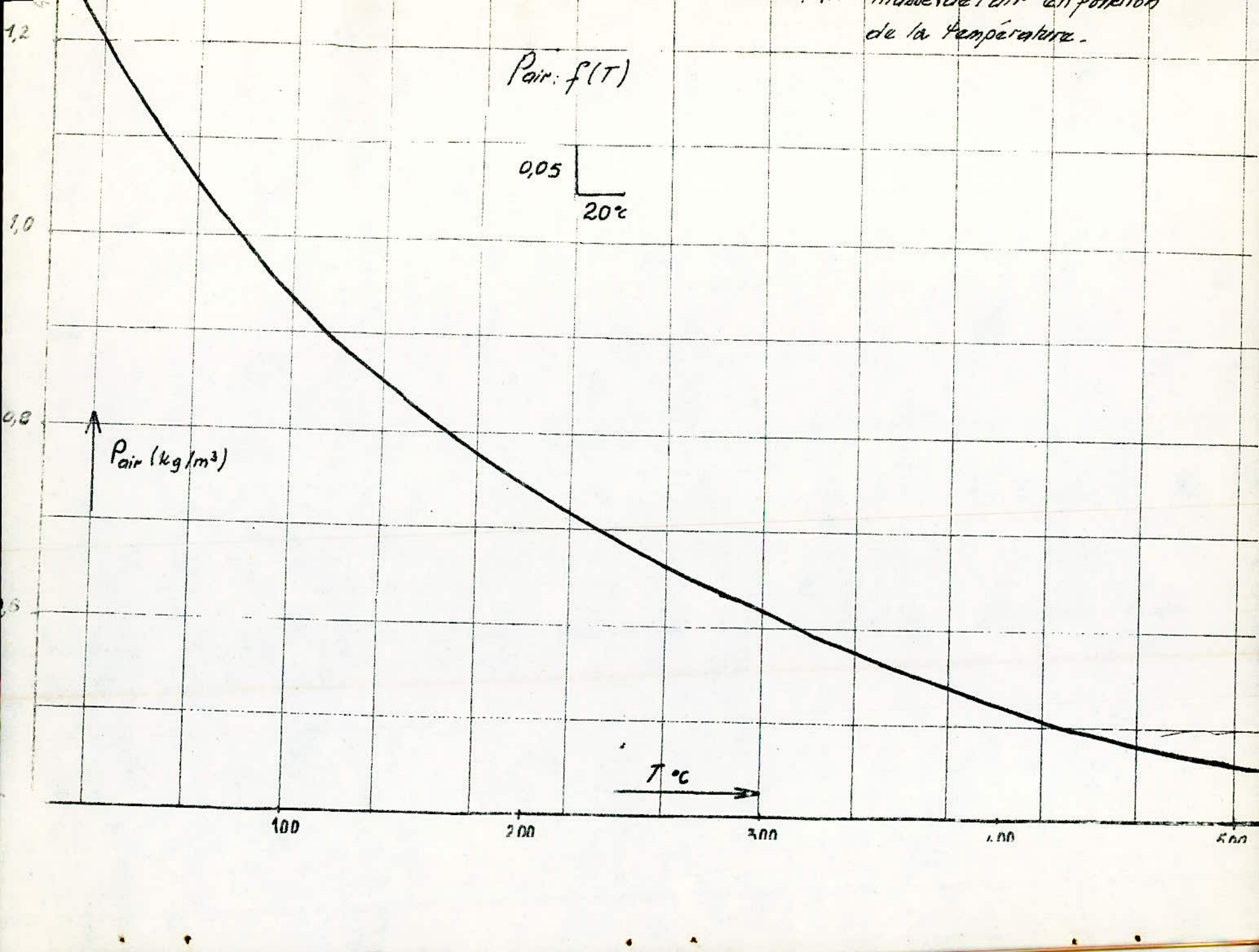
Température T °C	Chaleur massique C_p kcal/kg°C	masse volumique ρ kg/m ³	viscosité dynamique $10^5 \cdot \mu$ kg/m.s
0	0,240	1,296	1,732
38	0,240	1,136	1,910
93	0,241	0,960	2,140
149	0,243	0,836	2,392
204	0,245	0,735	2,602
260	0,247	0,660	2,815
316	0,250	0,597	2,976
371	0,253	0,545	3,180
427	0,256	0,503	3,341
482	0,259	0,465	3,511
538	0,262	0,434	3,671

Tableau 3.3 - Propriétés physiques de l'air

masse de l'air en fonction de la température.

air: $f(T)$

0,05
20°



4.2. Travail utile - Le travail mécanique du moteur dépend de plusieurs facteurs dont les rendements.

. Rendement de la dynamo $\eta_g \in [0,55 - 0,75]$

Cette plage de valeurs correspond à différentes vitesses de rotation de la dynamo.

. Rendement de la chaîne cinématique $\eta_{ch} \approx 0,9$

. Rendement mécanique du moteur $\eta_m \in [0,8 \text{ à } 0,85]$

. Rendement thermodynamique (thermique) η_{th}
 $\eta_{th} \approx 0,48$ qui dépend des exposants des polytropes (compression et détente) ainsi que les températures.

D'où finalement le travail utile se calcule par

$$W_u = P \cdot \frac{1}{\eta_g} \cdot \frac{1}{\eta_{ch}} \cdot \frac{1}{\eta_m} \cdot \frac{1}{\eta_{th}} = P \cdot \frac{1}{\eta}$$

N.B: N'ayant pas la courbe de rendement de la dynamo, pour nos calculs on estime $\eta_g \approx 0,65$

4.3 - énergie dégagée par le refroidissement :

Théoriquement l'énergie perdue par le refroidissement doit être aux environs de 30% de l'énergie dégagée par la combustion, mais pratiquement on se base sur nos résultats en appliquant la formule qui suit :

$$W_r = W_c - (W_u + W_{ech})$$

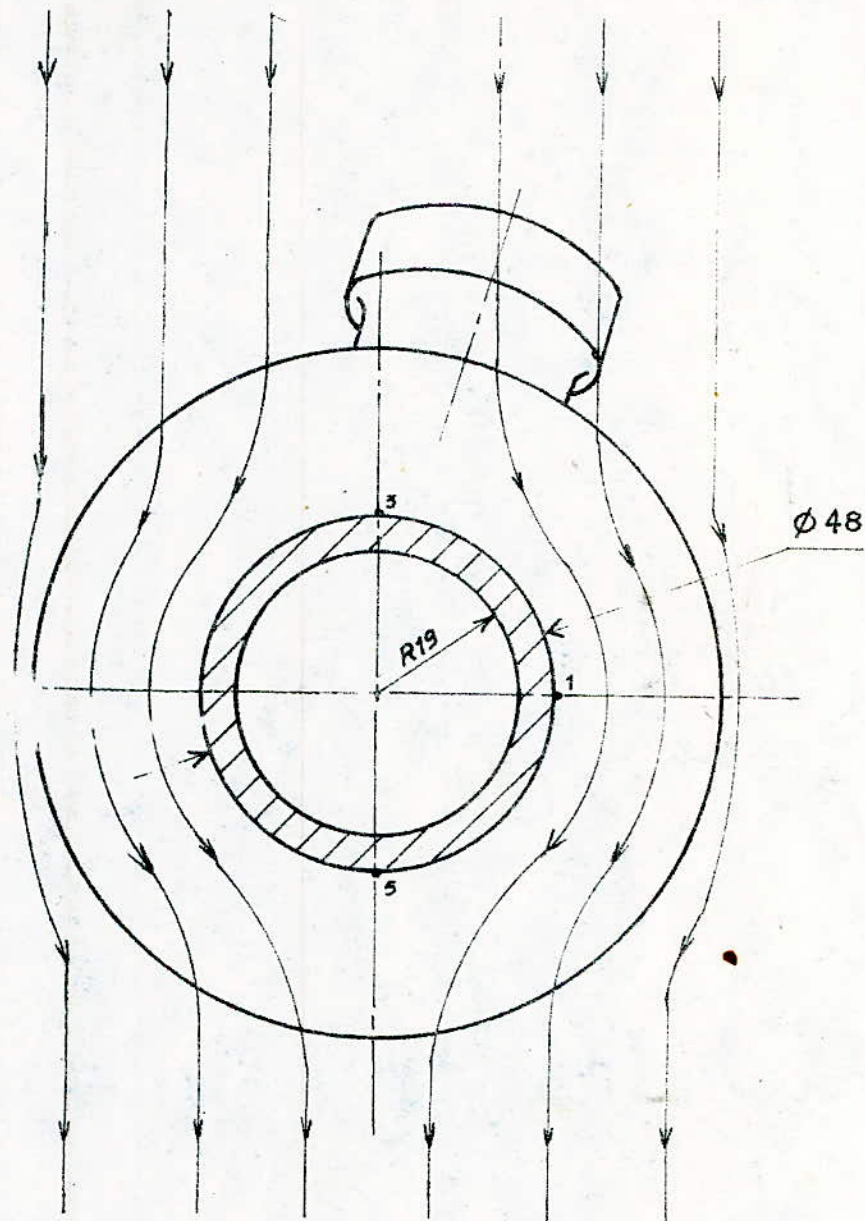


Fig: 3.2. Ecoulement de l'air entre les ailettes.

N.B: 1, 3, 5 représentent les repères de la position des thermocouples.

TABLEAU Ia. $T_{amb} = 12^{\circ}\text{C}$

Charges	N_1	N_2	Δh_3	C_s	t	LI	I	Δh_{tech}	T_{tech}	T_2	T_3	T_5
-	tr/min	tr/min	mm	ml	s	Dalt V	Ampere A	mm	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$
10	3800	740	3	20,0	240	15,50	8,25	0,50	245	83	62	98
8	3800	740	3	12,5	160	16,25	7,40	0,55	240	85,5	63	99
6	3980	775	3	22,5	300	17,80	6,50	0,55	259	92	66	105
4	3900	760	3	12,5	240	19,40	5,50	0,60	257	87	64	101,5
2	3900	760	3	17,5	300	22,50	4,50	0,60	245	89	65	101,5
0	3900	760	3	-	-	25,00	3,00	-	-	87	66	104

TABLEAU II.a.

 $T_{amb.} = 12^{\circ}C$

Charges	N_1	N_2	Δh_3	C_3	L	U	I	Δh_{sch}	T_{sch}	T_1	T_3	T_5
	tr/mn	tr/mn	mm	ml	A	Volt V	Ampere A	mm	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$
10	4400	820	4	10	150	22	11,25	1,0	370	110	80	130
8	4500	850	4	10	150	23,5	10,25	0,6	375	116	83	133
6	4700	900	4	7,5	135	25	8,75	0,8	380	114	78	130
4	4800	920	4	10	135	27	7,50	0,8	380	110	80	126
2	4900	930	4	12,5	150	29	5,75	0,7	350	107	78	125
0	5400	970	4	15	165	30	3,50	1,1	320	100	72	114

TABLEAU III. a

Charges	N_1	N_2	Δh_3	C_s	E	U	I	Δh_{boil}	T_{ech}	T_2	T_3	T_5
-	tr/mm	tr/mm	mm	ml	s	Volts V	Ampere A	mm	°C	°C	°C	°C
10	3350	630	0,5	7,5	165	8,5	4,5	0,1	190	88	71	101
8	3400	640	0,5	7,5	218	10,5	4,875	0,2	210	103	84	118
6	3425	660	0,5	5	180	11,5	4,25	0,2	210	112	90	127
4	3440	670	0,5	7,5	195	12	3,40	0,35	210	106	89	127
2	3400	660	0,5	5	117	13	2,75	0,2	195	107	90	127
0	3350	630	0,5	7,5	150	14,5	1,875	0,2	180	105	87	123

TABLEAU IV. a

10	5600	960	3	10	105	27,5	14	1,0	390	95	63	104
8	5800	1000	3	22,5	228	29,5	12,5	1,0	400	94	65	112
6	5800	1000	3	12,5	141	30,5	10,75	0,6	440	93	67	110
4	5800	1000	3	10	98	31,5	8,75	0,9	390	92	66	105
2	5800	1000	3	10	176	34	6,25	1,4	400	91	64	104
0	6000	1100	3	11	135	37,5	3,75	1,6	340	84	60	99

TABLEAU V. a.

Charges	N_1	N_2	Δh_3	C_3	t	U	I	Δh_{act}	Tech	T_1	T_3	T_5
-	tr/mm	tr/mm	mm	ml	s	Volts V	Ampere A	mm	°C	°C	°C	°C
20	5700	995	6	10	132	27,5	19	2,85	410	58	51	87
15	6000	1010	6	15	90	28	17,5	3,15	420	56	52	102
10	6000	1010	6	17,5	60	31	17	4,05	360	60	51	106
5	6800	1200	6	15	90	36,25	12,5	2,85	480	75	59	95
0	7000	1220	6	10	60	42	5,5	3,05	395	71	56	90

TABLEAU VI. a.

20	5200	900	4,5	10	113	23	15	1,65	420	64	56	104
15	5400	960	4,5	10	117	24,75	14	1,45	500	69	61	114
10	5600	970	4,5	15	120	26	13	1,35	500	69	56	100
5	5900	1020	4,5	10	115	28,5	9,75	0,85	520	88	76	117
0	6400	1100	4,5	10	101	34,5	4,75	1,25	500	103	84	142

TABLEAU VII. a

Charges	N_1	N_2	Δh_3	C_s	E	U	I	Δh_{ec}	T_{ech}	T_1	T_3	T_5
-	tr/mm	tr/mm	mm	ml	A	Volts. V	Ampere A	mm	°C	°C	°C	°C
20	3820	740	3	7,5	114	14,5	14,5	0,65	300	70	69	100
15	4020	760	3	6,0	102	15,5	14,25	1,05	340	90	86	127
10	3840	740	3	7,5	120	16,5	7,5	0,85	280	104	85	142
5	3840	740	3	7,5	60	17,0	5,75	0,75	310	108	90	143
0	4100	800	3	10,0	100	20,5	2,75	1,05	310	109	100	138

TABLEAU I.6.

Charges	Vair	Vcyle	$10^3 Q_v$	$M_{es} \cdot 10^3$	$M_{air} \cdot 10^3$	$M_c \cdot 10^3$	P_g	$m_g \cdot 10^3$
-	km/h	km/h	l/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/m ³	kg/s
10	24,8	26	4/12	0,060	0,881	0,941	0,675	0,735
8	24,8	26	0,078	0,056	0,822	0,878	0,685	0,776
6	24,8	27,4	0,075	0,054	0,793	0,847	0,660	0,762
4	24,8	26,8	0,052	0,037	0,543	0,580	0,670	0,802
2	24,8	26,8	0,058	0,042	0,617	0,659	0,675	0,805
0	24,8	26,8	-	-	-	-	-	-

TABLEAU II.6

10	28,7	29	0,067	0,048	0,713	0,761	0,545	0,934
8	28,7	30	0,067	0,048	0,713	0,761	0,540	0,720
6	28,7	32	0,055	0,039	0,586	0,625	0,535	0,827
4	28,7	32,5	0,074	0,053	0,788	0,841	0,535	0,827
2	28,7	32,8	0,083	0,060	0,884	0,944	0,565	0,795
0	28,7	34,3	0,091	0,066	0,969	1,035	0,595	1,023

TABLEAU III.6

Charges	Vair km/h	Vcyl km/h	$10^3 Q_v$ l/s	$10^3 m_{ia}$ kg/s	$10^3 m_{arr}$ kg/s	$10^3 m_{ic}$ kg/s	P_g kg/m ³	$10^3 m_g$ kg/s
10	10	22,3	0,045	0,033	0,484	0,520	0,760	0,350
8	10	22,6	0,034	0,025	0,366	0,390	0,725	0,480
6	10	23,3	0,028	0,020	0,296	0,316	0,725	0,480
4	10	23,7	0,038	0,028	0,409	0,440	0,725	0,630
2	10	23,3	0,043	0,031	0,455	0,486	0,750	0,480
0	10	22,6	0,050	0,036	0,532	0,568	0,775	0,500

TABLEAU IV.6

10	24,8	34	0,095	0,069	1,014	1,083	0,530	0,920
8	24,8	35,3	0,098	0,071	1,051	1,122	0,520	0,910
6	24,8	35,3	0,088	0,064	0,944	1,008	0,490	0,680
4	24,8	35,3	0,102	0,074	1,086	1,161	0,530	0,870
2	24,8	38,2	0,057	0,041	0,605	0,646	0,520	1,080
0	24,8	39,0	0,081	0,059	0,867	0,927	0,570	1,210

TABLEAU II.6.

Charges	Vair	Vc	$10^3 Q_v$	$10^3 m_{as}$	$10^3 m_{air}$	$10^3 m_c$	f_g	$10^3 m_g$
-	km/h	km/h	l/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/m ³	kg/s
20	35	35	0,075	0,055	0,806	0,861	0,51	1,50
15	35	35,7	0,166	0,120	1,770	1,895	0,50	1,60
10	35	35,7	0,280	0,211	3,106	3,317	0,55	1,90
5	35	42,4	0,166	0,120	1,770	1,895	0,48	1,48
0	35	43	0,166	0,120	1,770	1,895	0,52	1,59

TABLEAU VII.6

20	30,4	32	0,088	0,064	0,842	1,010	0,50	1,14
15	30,4	34	0,085	0,062	0,910	0,972	0,46	1,03
10	30,4	34,3	0,125	0,090	1,330	1,420	0,46	0,99
5	30,4	36	0,087	0,063	0,826	0,890	0,45	0,78
0	30,4	35	0,099	0,071	1,054	1,126	0,46	0,86

TABLEAU VII. b

Charges	V _{air}	V _c	10 ³ . Q _v	10 ³ . m _{es}	10 ³ . m _{air}	10 ³ . n _z	ρ _g	10 ³ . m _g
-	km/h	km/h	l/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/m ³	kg/s
20	24,8	26	0,066	0,047	0,700	0,747	0,615	0,79
15	24,8	26,8	0,058	0,043	0,626	0,669	0,570	0,97
10	24,8	26	0,063	0,045	0,665	0,710	0,630	0,92
5	24,8	26	0,125	0,0906	1,331	1,422	0,600	0,85
0	24,8	28,3	0,100	0,073	1,065	1,137	0,600	1,004

TABLEAU VII. c

Charges	P		W _{es}		W _{util}		W _{ed:}		W _r	
	cal/p	w	cal/s	w	cal/s	w	cal/s	w	cal/s	w
20	50,2	210	498,2	2085	223,0	934	56,6	237	153,8	644
15	52,8	221	456,0	1907	235,0	982	79,5	333	82,2	344
10	29,6	124	477,0	1996	132,0	550	61,0	255	222,0	929
5	23,4	98	960,0	4020	104,0	435	63,0	264	668,0	2796
0	13,4	56	768,5	3216	60,0	249	74,5	312	534,0	2235

TABLEAU I.c

Charges	P		Wes		Wu		Wech		Wr	
	Call/s	w	Call/s	w	Call/s	w	Call/s	w	Call/s	w
10	30,5	127,8	636,0	2662,0	135,8	568,5	42,1	176,3	459,0	1020
8	28,7	120,2	593,6	2484,2	127,7	534,4	43,5	182,1	319,0	1335
6	27,6	115,7	572,2	2395,5	122,9	514,3	46,5	192,5	328,4	1374
4	25,5	106,7	392,2	1641,4	113,3	474,3	47,3	197,0	180,5	756
2	24,2	101,2	445,2	1862,3	107,5	450,1	46,1	192,5	223,7	178
0	18,0	75,0	-	-	-	-	-	-	-	-

TABLEAU II.c

10	59,2	247,5	509,0	2130	263	1100,0	84,3	352,6	85,6	400
8	57,5	240,8	509,0	2130	256	1070,5	65,8	275,6	121,0	506
6	52,3	218,7	413,4	1730	232	972,2	76,9	322,2	50,6	212
4	48,4	202,5	562,0	2351	215	900,0	76,9	322,2	197,0	824
2	39,8	166,7	636,0	2662	177	741,2	67,7	283,4	308,6	1291
0	25,1	105,0	700,0	2928	112	467,0	78,7	330,0	418,2	1750

TABLEAU III.c

Charge	P		Wes		Wu		Wech		Wr	
	Call/s	w	Call/s	w	Call/s	w	Call/s	w	Call/s	w
10	9,1	38,2	350,0	1464	40,5	170,0	15,2	63,6	249	1041
8	12,2	51,2	265,0	1110	54,3	227,5	23,3	97,4	153	640
6	11,7	48,8	212,0	887	52,0	217,2	23,3	97,4	109	457
4	9,7	40,8	297,0	1242	43,3	181,3	30,5	127,9	185	772
2	8,5	35,7	328,0	1375	38,0	150,8	21,5	90,0	226	945
0	6,5	27,2	382,0	1597	29,0	121,0	20,5	85,8	283	1184

TABLEAU IV.c

10	92,0	385	731,4	3061	409	1711	81,9	368,2	139,3	583
8	88,0	368,7	752,6	3150	391	1637	89,5	374,5	174,3	729
6	78,3	327,8	678,4	2839	348	1456	74,5	312,0	168,0	702
4	66,0	275,6	784,4	3283	293	1227	83,3	349,0	306,0	1281
2	51,0	212,5	434,6	1819	227	949	106,2	444,5	45,0	188
0	33,6	140,6	625,4	2617	149	625	100,0	410,5	295,0	1235

TABLEAU V.c

Charge	P		Wes		Wu		Wech		Wr	
	Call/s	w	Call/s	w	Call/s	w	Call/s	w	Call/s	w
20	124,8	522,5	583	2440	555	2322	152,2	36,4	- 200	- 837
15	117,1	490	1272	5323	520	2178	166,5	39,8	420,2	1758,5
10	125,9	527	3091	12936	560	2342	166,6	39,8	1962,5	8213
5	108,2	453	1272	5323	481	2013	178	42,5	447,6	1873
0	55,2	231	1272	5323	245	1027	154	36,8	707,6	2961

TABLEAU V.c

20	82,4	345	678,4	2840	366	1533	118,6	486,4	105,6	442
15	82,8	346,5	657,2	2750	368	1540	130,2	545,0	73,4	307
10	80,7	338	954	3992	358	1500	126	527,3	346	1448
5	64,7	271	922,2	3860	287	1253	103	431,0	412,3	1725
0	39,2	164	1049,4	4330	174	730	121,5	500,0	617,6	2585

VIII. TABLEAU RECAPITULATIF.

Tableau	Charges	N_A	W_c	W_r	W_r/W_c	T_s	V_{air}	V_{cycl}	ϵ
-	-	tr/min	Watt. W	Watt. W	-	$^{\circ}C$	Km/h	Km/h	$\%$
I	6	3980	2083,6	1374	0,66	105	25	26	300
II	8	4500	1853	506	0,27	133	28,7	30	150
III	6	3425	772	457	0,6	127	10	23	180
IV	8	5800	2740	729	0,27	112	25	35	228
V	5	6800	5323	1873	0,4	95	35	42	90
VI	10	5600	3473	1448	0,42	100	30	34	120
VII	0	4100	2798	2235	0,80	138	25	26	100

IV. REFROIDISSEMENT.

1. Nécessité du refroidissement :

Si les parois internes n'étaient pas refroidies, le moteur sauterait, malgré la résistance à chaud des matériaux, constituant les pièces :

- frottement piston-cylindre d'où grippage
- dilatation d'où fonctionnement impossible
- contrainte thermique d'où fissures du cylindre et de la culasse

1.1. Quantité de chaleur à évacuer :

Théoriquement l'énergie absorbée par le refroidissement, ne dépasse pas les 30% de l'énergie de combustion. Selon les résultats expérimentaux, la valeur expérimentale la plus fidèlement obtenue est celle obtenue sur l'essai II où $\eta_{ref} = 0,27$ à 4500 tr/min.

1.2. Origine de la chaleur interne.

La température maximale des gaz de combustion se situe approximativement 20° après le P.M.H, elle dépend de la température de l'air frais, du combustible brûlé et du taux de compression.

Le flux thermique traversant l'unité de surface de la paroi interne par unité de temps est proportionnel à

- ΔT : différence de température du gaz et de la paroi
- h_g : Coef. de transfert qui croît avec v_{gaz} d'où h_g et avec P_g (pression du gaz) d'où le couple moteur C_m .

Eichelberg a proposé la formule $h_1 = 2,1 \sqrt[3]{V_g} \cdot \sqrt{P \cdot T}$ (4.1)

.. la température de la face interne extérieurement refroidie est fonction: - du flux thermique

- de la température de l'air. T_{amb} .

- des coef. k (conduction) et h_{air} (convection),

le coef. de conduction k fixe l'écart entre les températures des faces chaude et froide conjointement avec l'épaisseur.

En fonction de la dilataion α et du module d'élasticité E du matériau, Eichelberg a défini un facteur de qualité thermique (v. fig 4.1) de l'alliage d'aluminium et de la fonte grise.

13. Répartition du flux thermique:

le flux thermique évacué par la culasse est de 3 à 5 fois plus élevé que le flux traversant respectivement le haut et le bas du cylindre. La période du cycle étant très courte, d'où lorsque le moteur fonctionne à un régime soutenu, le flux thermique se trouve théoriquement constant.

.. Sur la face interne en contact avec le gaz chaud:

$$\Delta \phi_1 = \int dQ / \delta = h_1 (T_g - T_i) \quad (4.2)$$

T_g et T_i : température du gaz et de la paroi interne.

.. Dans l'épaisseur a du cylindre (ou de la culasse)

$$\Delta \phi = \int dQ / \delta = k (T_i - T_a) \cdot \frac{1}{a} \quad (4.3)$$

T_a : température à la distance a .

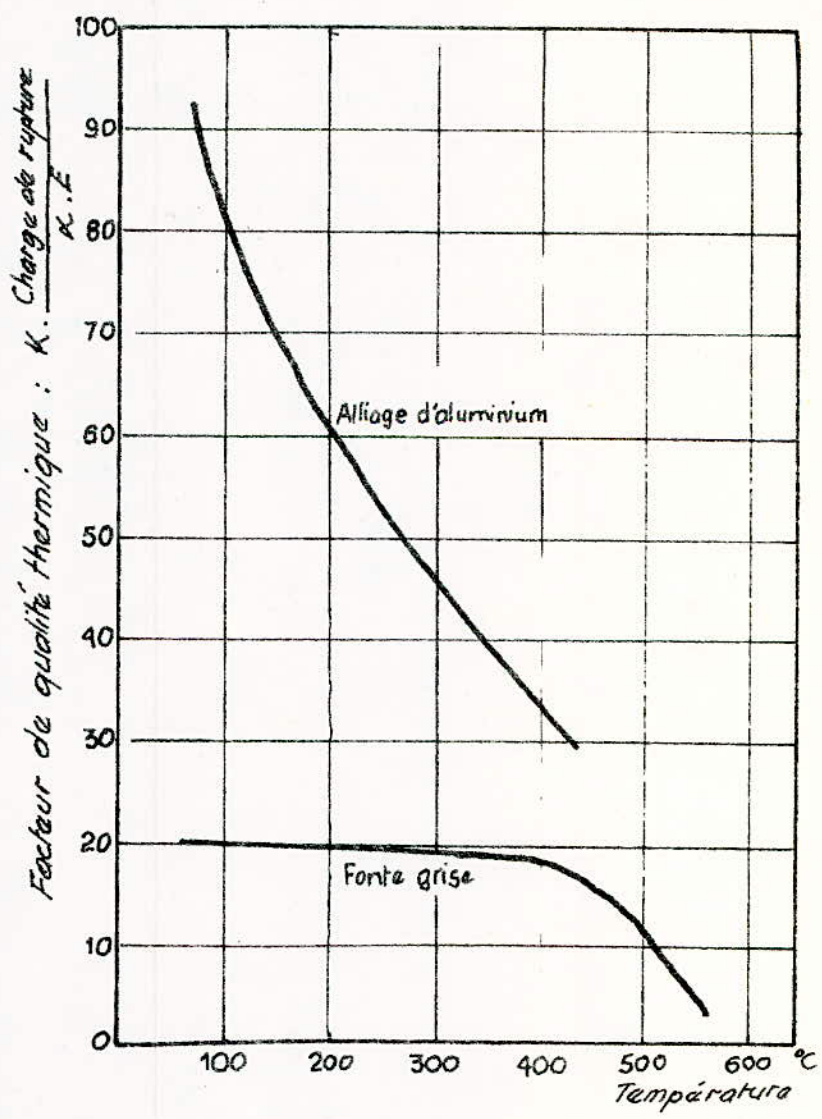


Fig. 44 - Qualité thermique -

... sur la face des ailettes:

$$\Delta\phi_2 = \int \frac{dQ}{S} = h_2 (T_f - T_{amb}) \quad (4.4)$$

T_f : température de la face.

En résumé on aboutit à l'équation suivante

$$\Delta\phi = \int \frac{dQ_t}{S} = H (T_g - T_{amb}) \quad (4.5)$$

avec $1/H = 1/h_1 + e/k + 1/h_2$ coef. global d'échange

Comme le refroidissement se fait par air donc le paramètre h_2 est directeur et fixe la valeur de dQ_t . Comme h_2 dépend des surfaces interne et externe des ailettes donc

$$h_2 = h_{air} \frac{S}{A} \quad (4.6)$$

S : surface externe

A : surface interne.

2. Forme des ailettes: (v. fig 4.2)

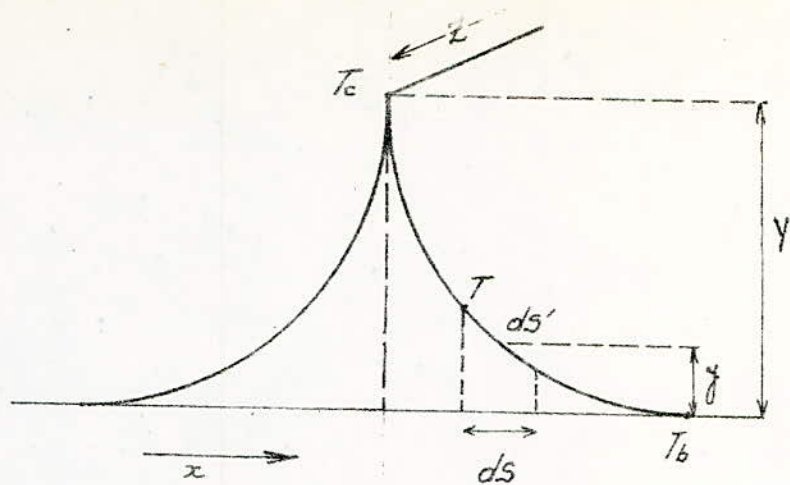
avec une densité de flux thermique ϕ , constante, les lignes de flux sont donc parallèles à l'axe de l'ailette, laquelle est sur une directrice plane (v. fig 4.2. a).

le flux ϕ_{max} est atteint lorsque $T_c = T_{amb}$

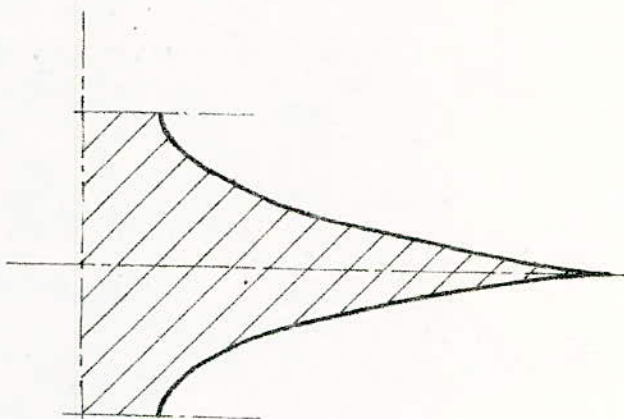
$$\text{on } \phi = \frac{dQ}{\gamma \cdot ds} = \frac{k}{\gamma} (T - T_b) = \frac{k}{\gamma} (T_c - T_b) \quad (4.7)$$

$$\text{d'où } \phi_{max} = \frac{k}{\gamma} (T_a - T_b) \quad (4.7')$$

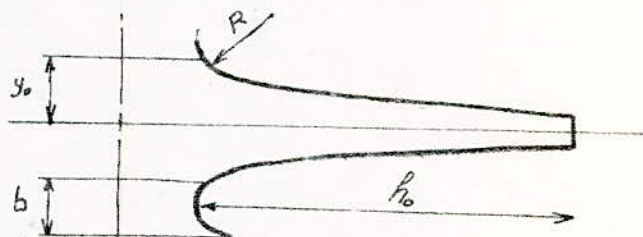
le profil donnant ϕ_{max} sera:



- a. -



- b. forme théorique -



- c. forme pratique -

fig 4.2 - Forme des ailettes

$$\frac{dQ}{\delta} = \frac{k}{Y} (T_a - T_b) \cdot ds = k (T_a - T) ds' \quad (4.8)$$

k : coef. de (rayonnement + convection).

$$ds = z \cdot dx \quad \text{et} \quad ds' = z (dx^2 + dy^2)^{1/2} = ds \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2}$$

$$\begin{aligned} \text{d'où } T_a - T &= (T_a - T_b) + (T_b - T) \quad \text{avec } T_b - T = -\frac{y}{Y} (T_a - T_b) \\ \Rightarrow T_a - T &= (T_a - T_b) \left(1 - \frac{y}{Y}\right) \quad (4.9) \end{aligned}$$

$$(4.8) \text{ et } (4.9) \text{ donnent } \frac{k}{k} = (Y - y) \sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2} \quad (4.10)$$

(4.10) est donc l'équation d'un cercle de centre à la hauteur Y et de rayon $\frac{Y}{k}$; Comme la direction est cylindrique donc le profil est parabolique. En pratique, ce profil n'est pas réalisable, mais celui qui se rapproche le plus est le profil trapézoïdal avec rayon de raccordement entre les arêtes à condition d'adopter les proportions entre la hauteur et la largeur à la base. (V. fig. 4.2 et fig 4.3)

Le thermicien E. Schmidt donne les relations suivantes: (fig 4.2.c)

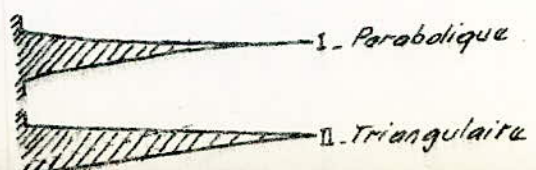
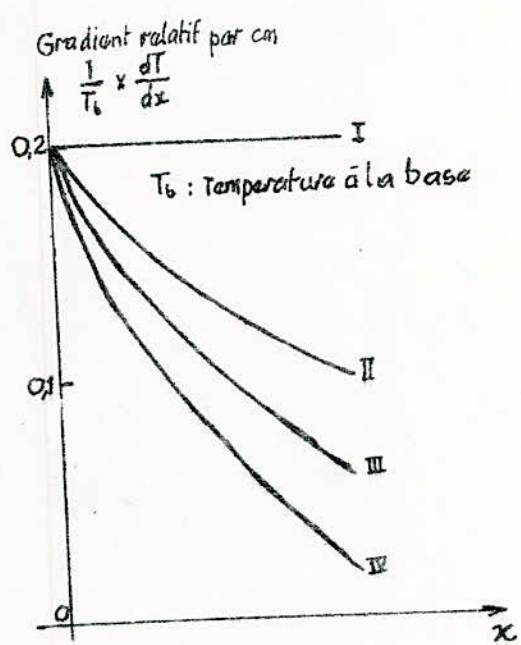
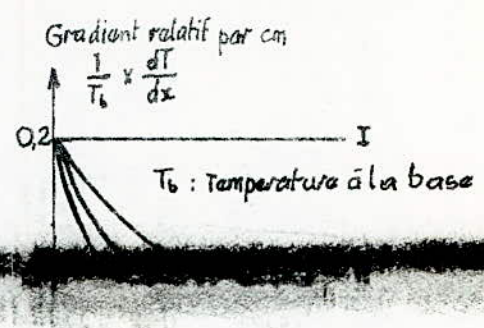
$$\text{hauteur } h_0 = \frac{1,684 \cdot q}{h \cdot T_0} \quad [m] \quad (4.11)$$

$$\text{demi-base } y_0 = \frac{1,655 \cdot q^2}{h \cdot k \cdot T_0^2} \quad [m] \quad (4.12)$$

q : puissance calorifique d'une face latérale [kcal/m.h]

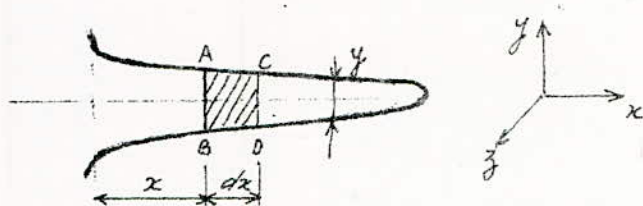
T_0 : température maximale à la base au contact de l'air [°C]

$$q = \frac{h \cdot b \cdot T_0}{3,368} \left(\sqrt{1 + k \cdot \frac{3,435}{h \cdot b}} - 1 \right) \quad (4.13)$$



$$\frac{\Phi}{T_0} = \frac{\frac{3,368}{T_0} \cdot q + b \cdot h}{\frac{5,88}{h \cdot k} \left(\frac{q}{T_0}\right)^2 + 1,684 \cdot b} \quad (4.14)$$

2.1. transmission de la chaleur par une ailette :



la quantité de chaleur entrant par la face AB est Q_{AB}

$$Q_{AB} = k \cdot y \cdot z \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \quad (4.15)$$

$$Q_{AB} = Q_1 + Q_2 \quad \text{tel que}$$

a) $Q_1 = 2 \cdot h \cdot z \cdot dx (T - T_0)$ échangée par convection par les faces AC et BD. (4.16)

$$b) Q_2 = k \cdot y \cdot z \left(\frac{\partial T}{\partial x} + dx \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) \quad \text{qui sort par CD} \quad (4.17)$$

finalement l'équilibre thermique se traduit par

$$k \cdot y \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 2 \cdot h \cdot (T - T_0) \quad (4.18)$$

en considérant y constant, la loi de décroissance

$$\text{de } T = T(x) \text{ est } (T - T_0) = (T_0 - T_0) \exp\left(-x \sqrt{\frac{2h}{k \cdot y}}\right) \quad (4.19)$$

d'où la quantité de chaleur évacuée latéralement est

$$\int_0^x 2 \cdot h \cdot z (T - T_0) \cdot dx = \int_0^x 2 \cdot h \cdot z (T_0 - T_0) \exp\left(-x \sqrt{\frac{2h}{k \cdot y}}\right) \cdot dx$$

$$\Rightarrow Q_L = 2 \cdot h \cdot \sqrt{\frac{2h}{k \cdot y}} \cdot (T_0 - T_0) \cdot z \cdot (1 - \exp(-x \sqrt{\frac{2h}{k \cdot y}})); \quad (4.20)$$

- quantité de chaleur évacuée dans l'intervalle b (pas de l'ailette) est

$$Q_e' = h_c z \cdot b (T_b - T_a) \quad (4.21)$$

- quantité de chaleur évacuée par l'extrémité de l'ailette Q_e .

$$Q_e = h_c z \cdot y \cdot (T_b - T_a) \exp\left(-\pi \sqrt{\frac{2h}{k \cdot y}}\right); \quad (4.22)$$

2.1 - Puissance absorbée par le refroidissement:

La vitesse de l'air étant connue, d'où par la formule (4.23) on détermine le coefficient de convection correspondant et par suite la puissance de puissance au refroidissement.

$$h_{air} = 2,4 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{k_{air}}{D} \left(\frac{V_{air} \cdot D}{\nu}\right)^{0,8}; \quad (4.23)$$

$$Q_t = \frac{3600}{427} \cdot A \cdot V_{air} \cdot \Delta p; \quad [Kcal/h]; \quad (4.24)$$

k_{air} : conductivité de l'air; $[Kcal/m \cdot h \cdot ^\circ C]$

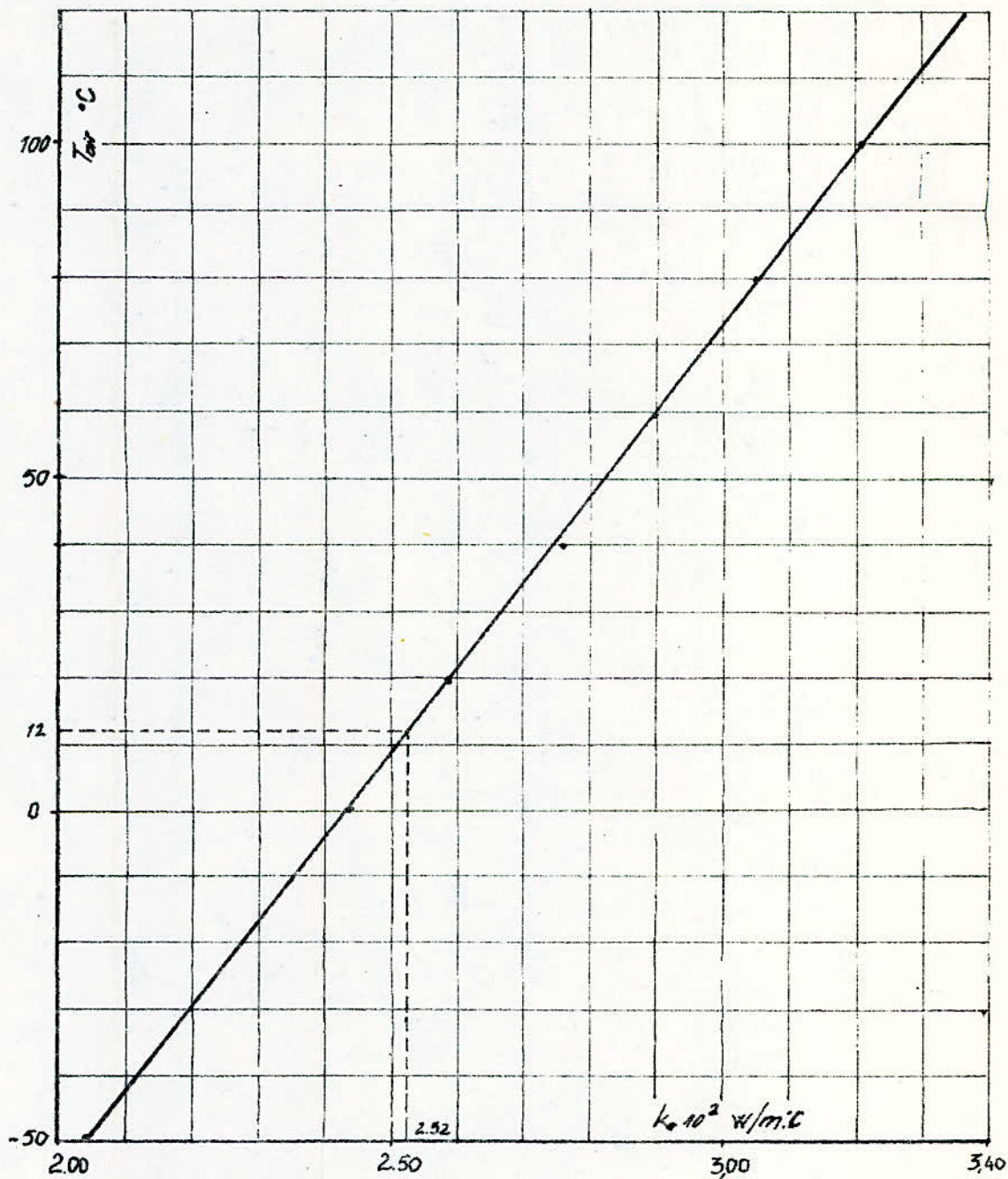
la valeur de k_{air} est donnée par le graphe G.2.

ν : viscosité cinématique de l'air; $[m^2/s]$

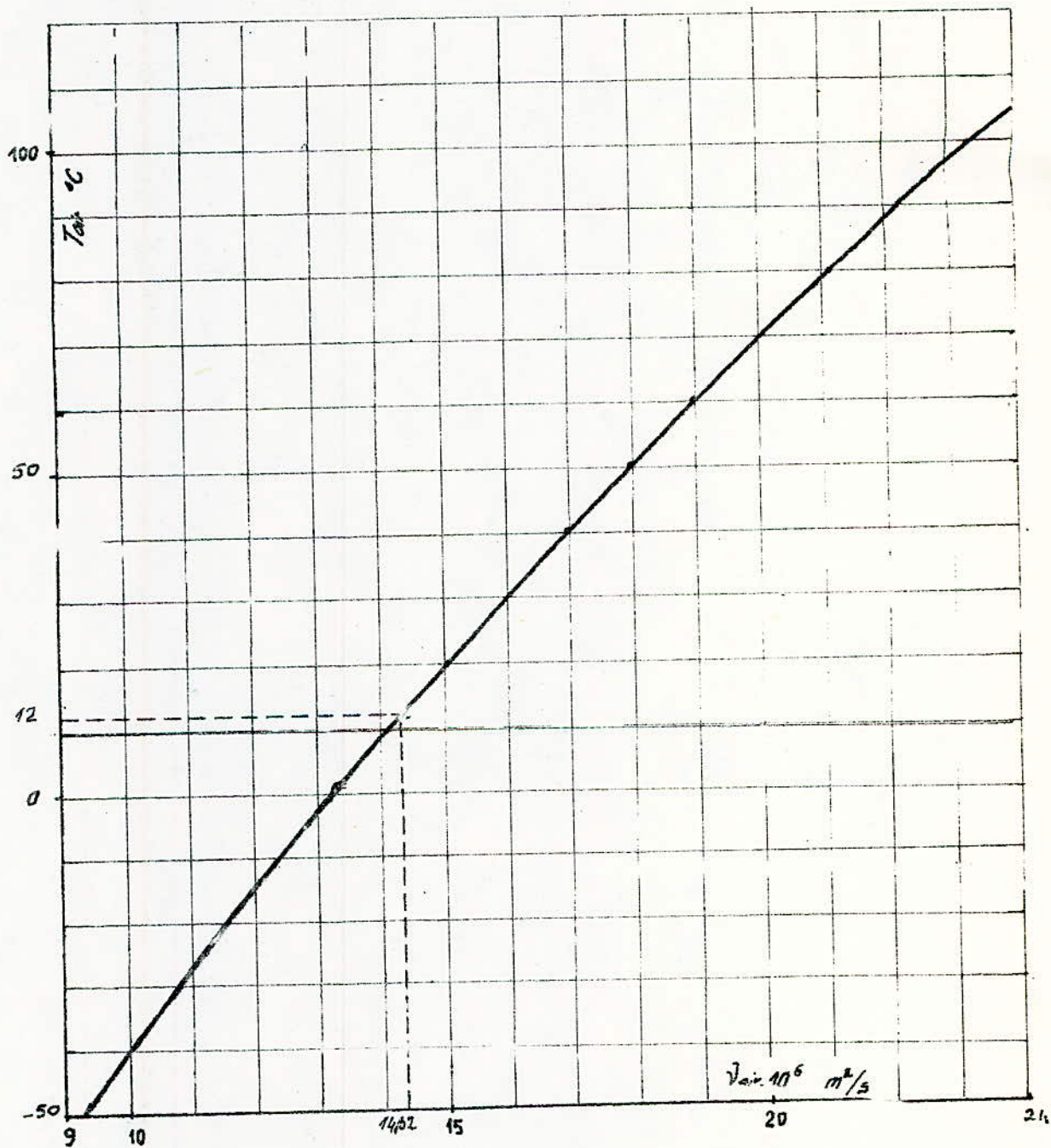
(V. graphe G.3)

D : diamètre hydraulique; $[m]$

$$D = 4 \cdot h_o \cdot \frac{y_o + b}{2h_o + b}$$



Graph: G2 - Conductivité de l'air à pression atmosphérique.



Graph G.3 - Viscosité cinématique de l'air
à pression atmosphérique

A: section sur laquelle est soufflée la puissance Q_e

$$A = h_0 (y_0 + b)$$

$$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot \rho_{\text{air}} \cdot V_{\text{air}}^2 \cdot \psi \cdot \frac{L}{D} ; \quad (4.25)$$

ψ : résistance de l'air estimée à 0,05 .

L : Longueur de l'ailette dans le sens de l'écoulement.

soit Q la quantité de chaleur évacuée par ailette

d'où :

$$\frac{Q_e}{Q} = 1,055 \cdot \frac{A \cdot \psi \cdot \rho_{\text{air}} V_{\text{air}}^2}{h_{\text{air}} \cdot \Delta T}$$

avec

$$Q = h \cdot (2h_0 + b) \cdot L \cdot \Delta T$$

ΔT : écart de température moyen entre l'air et les
frons d'ailette.

Remarque :

la puissance dépensée croît comme $V_{\text{air}}^{2,2}$ car
hoir varie avec $V_{\text{air}}^{0,8} = \frac{V_{\text{air}}^3}{V_{\text{air}}^{2,2}}$ et qu'il est
donc avantageux d'utiliser un matériau
bon conducteur malgré l'augmentation de
la hauteur des ailettes qui en résulte.

• h de la fonte grise : 50 kcal/m. h. °C

• h de l'alliage d'aluminium : 175 kcal/m. h. °C

V. CONCLUSIONS et RECOMMANDATIONS.

L'étude de ce projet n'a été qu'une simple mise en valeur de nos capacités intellectuelles acquises au cours du cycle universitaire.

Le banc d'essai que nous avons réalisé ne nous a pas tellement aidé à retrouver les résultats quantitatives que nous souhaitions, en l'occurrence les bilans énergétiques aboutissant au calcul de la chaleur à évacuer par les ailettes de refroidissement.

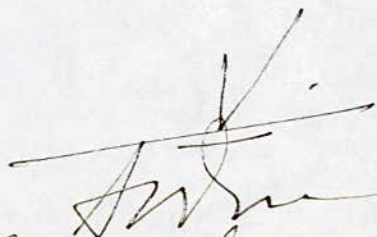
Néanmoins, on a constaté d'une manière sûre que le moteur, privé de la soufflante et de ses accessoires, peut bien fonctionner dans les conditions que nous lui avons imposées. La température de l'air ambiant n'était que de 12°C et les charges appliquées n'étaient pas assez élevées. Nous recommandons à cet effet, afin de déterminer le comportement du moteur à d'autres températures, la possibilité de souffler de l'air chaud est envisageable dans le cas où l'on pourrait placer une résistance chauffante à la sortie du ventilateur.

Pour avoir quelques caractéristiques de ce moteur tel que la courbe de la puissance ou le couple en

fonction de la vitesse de rotation, il devrait être plus chargé en plein régime jusqu'à avoir une vitesse de rotation se rapprochant de celle à vide qui est de l'ordre de 2000 tr/mn.

Vu le manque des moyens matériels correspondants, il a été impossible d'élaborer le dimensionnement des ailettes de refroidissement de ce moteur ainsi que la géométrie convenable afin de pouvoir installer le cylindre et la culasse sans encombrement qui gênerait d'autres organes.

Il serait donc souhaitable que ce projet soit repris par les étudiants de l'école, en cours du cycle universitaire, afin d'avoir des résultats expérimentaux se rapprochant le plus possible de la théorie et de lui donner une solution qui serait prête à être prise en considération.


Alger, le 6.03.85

. BIBLIOGRAPHIE .

- 1/ M. SEILIGER
Moteurs à Combustion interne
Editions DUNOD - 1953.
- 2/ H.M. CHOLLET.
Le moteur
Editions DELTA et SPES
- 3/ Technique Soviétique - C.M.
Thermique générale
Editions: M.I.R. Moscou 1969.
- 4/ QUILLET
Encyclopedie des Sciences
industrielles.
Librairie: Aristide Quillet.
- 5/ R. BRUN.
Science et techniques de l'automobile
Editions: Technip.

APPENDICE. A

TRANSMISSION DE LA CHALEUR.

La transmission de la chaleur a une importance capitale dans les sciences et techniques les plus diverses.

L'énergétique thermique explique très fréquemment des appareils d'échanges de chaleur pour faire passer cette dernière d'un corps à température élevée à un autre à température plus faible. Cela se fait soit par contact direct ou à travers des corps intermédiaires.

En général on a 3 formes de transmission de chaleur: conduction, convection et rayonnement thermique.

A1. Conduction thermique:

Elle consiste dans le fait que la chaleur est transmise directement entre les parties en contact.

La conduction thermique est dite pure si elle n'est pas accompagnée par les autres formes d'échange de chaleur telle la convection et le rayonnement thermique.

La loi énonçant la conduction thermique a été dictée par J. B. J. Fourier en 1822 dont la formule est la suivante

$$[A.1] \quad Q = \lambda \cdot \frac{T_0 - T_e}{e} \quad [\text{kcal}]$$

- k : coefficient de conduction [kcal/m. h. °C]
 A : aire de la section de propagation de la chaleur [m²]
 e : épaisseur de matière parcourue par la chaleur [m]
 t : temps de transfert [h].
 T_i : Température de la surface d'entrée de chaleur [°C]
 T_o : Température de la surface de sortie de chaleur [°C]

A.11. Transmission de la chaleur par conductivité à travers une paroi: (V. fig A.1)

si $e = dx$ alors l'équation (A.1) devient

$$(A.2) \quad Q = k \cdot A \cdot t \cdot \frac{dT}{dx}$$

avec $\frac{dT}{dx}$: gradient de température

A.12. Conduction thermique à travers un cylindre:

(V. fig A.2)

La transmission de la chaleur à travers le cylindre présente une particularité dans le sens de propagation. La surface

d'entrée du flux thermique est inférieure à la surface de sortie.

Soit à l'intérieur de la paroi une couche annulaire d'épaisseur dr , l étant la longueur
ou surface $A = 2\pi r \cdot l$

$$\text{d'où } Q = -k \cdot 2\pi r \cdot l \cdot \frac{dT}{dr} \quad (\text{A.3})$$

$$\Rightarrow \int_{T_i}^{T_e} dT = - \frac{Q}{2\pi k \cdot l} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r} \quad (\text{A.4})$$

$$\Rightarrow Q = \frac{2\pi k \cdot l \cdot (T_i - T_e)}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \quad [\text{kcal/h}] \quad (\text{A.5})$$

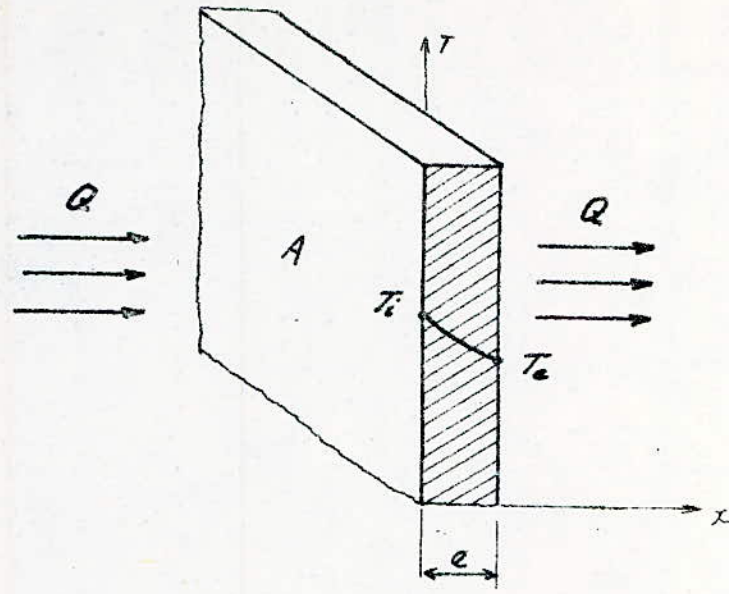


fig.A.1 - Conduction à travers une paroi

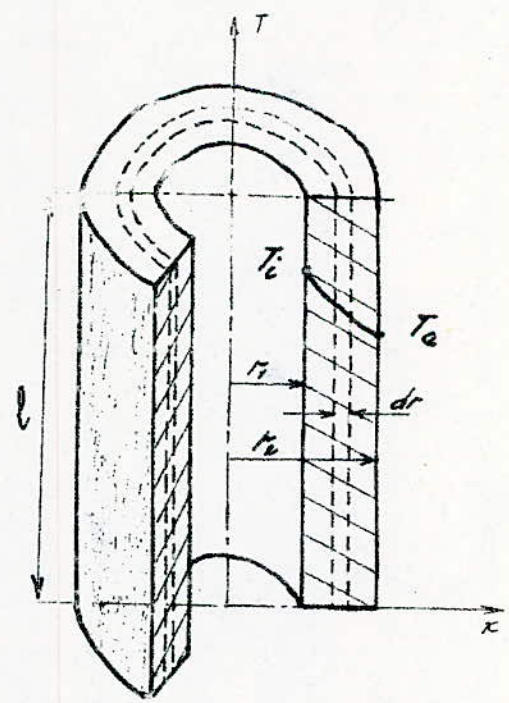


fig.A.2 - Conduction à travers un cylindre.

A2. Convection thermique :

On entend par convection thermique l'échange de chaleur entre un milieu solide et un fluide en mouvement. En convection, le flux de chaleur est évalué par la formule de Newton.

$$Q = h \cdot A \cdot \Delta T \quad (A.6)$$

h : Coefficient de convection [Kcal/h.m².°C]
 ΔT : différence de température entre
 la paroi et le fluide [°C].

A3. Rayonnement thermique :

La principale difficulté de l'étude des échanges de chaleur par rayonnement dans les gaz tient à ce que l'émission et l'absorption des radiations se produisent dans la masse même du milieu gazeux. La chaleur émise par une certaine couche du volume gazeux est absorbée dans une certaine mesure par les couches voisines et celles-ci rayonnent elles-mêmes de la chaleur.

N.B. La forme géométrique du volume occupé par le gaz rend difficile les calculs des échanges de chaleur rayonnante.

le calcul des échanges de chaleur rayonnante dans les gaz s'identifie par l'emploi de formules empiriques, de tableaux numériques ou graphiques. On emploie la formule (A.7) pour calculer l'échange de chaleur entre du gaz admissibles et des parois qui les entourent.

$$(A.7) \quad Q_r = 4,9 \epsilon_p \left[\epsilon_g \left(\frac{T_{g_i}}{100} \right)^4 - a_g \left(\frac{T_p}{100} \right)^4 \right] \cdot A \quad [\text{kcal/h}]$$

ϵ_p : coefficient d'émission de la paroi

ϵ_g : " " du gaz

T_{g_i} : température du gaz

T_p : " de la paroi.

a_g : Pouvoir absorbant du gaz.

APPENDICE. B

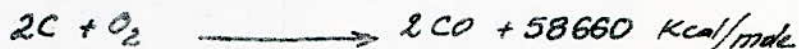
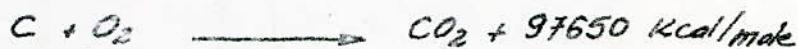
ETUDE DE LA COMBUSTION THÉORIQUE.

B.1. Définition.

La combustion est une réaction chimique qui s'effectue entre deux corps avec dégagement de chaleur.

B.1.1. Réactions chimiques.

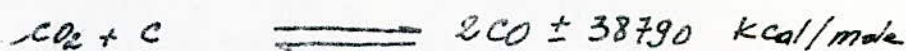
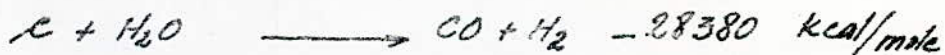
• Réactions exothermiques de combustion du carbone.



Ces réactions produisent dans la zone active une température très élevée qui varie de 1200°C à 1500°C .

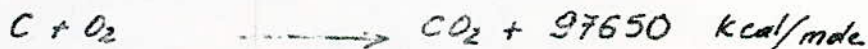
Lorsqu'on traite du combustible de qualité supérieur on envoie avec l'air une certaine quantité de vapeur d'eau, donc à température élevée, cette vapeur participe aux

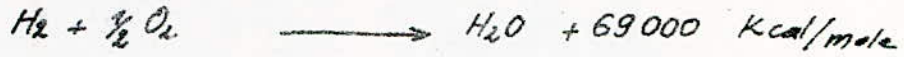
.. réactions endothermiques suivantes :



Cette réaction s'obtient entre 700°C et 1100°C ou davantage.

B.1.2. Equations de combustion de l'essence.





La combustion s'effectue généralement en deux phases :



représente la combustion incomplète



combustion complète.

B.13. Composition d'un combustible

Composant	CARBONE C	HYDROGENE H	OXYGENE O	AZOTE N	SOUFRE S	EAU W	CENDRE d.
	c	h	o	n	s	w	d
kg/kg	0,780	0,038	0,034	0,026	0,014	0,058	0,050 = 1

NA. Les valeurs données dans ce tableau ne contiennent qu'à un combustible pur.

B2. ANALYSE D'UN COMBUSTIBLE PUR:

considérons un combustible

dont la composition est définie, comme suit: c, h, o, s, r .

pour un kg de ce combustible on a:

$$\begin{array}{lcl} c \text{ kg de carbone} & \xrightarrow{\text{fournissent}} & \frac{c}{12} \text{ kmole de carbone} \\ h \text{ " " hydrogène} & \xrightarrow{\hspace{1.5cm}} & \frac{h}{2} \text{ " " d'hydrogène} \\ s \text{ " " soufre} & \xrightarrow{\hspace{1.5cm}} & \frac{s}{32} \text{ " de soufre} \end{array}$$

de sorte que la combustion de 1 kg de ce combustible nécessitera:

$$\left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} \right) \text{ kmole d'oxygène } O_2$$

mais une partie de cet oxygène existe déjà dans le combustible qui en renferme o kg $\rightarrow \frac{o}{32}$ kmole.Donc pour brûler un kg du combustible, l'air comburant n'aura à fournir que $\left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} - \frac{o}{32} \right)$ kmole d' O_2 représentant un volume V_{O_2}

$$V_{O_2} = \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s-o}{32} \right) \cdot 22,414 \text{ m}^3 \text{ à } 0^\circ \text{K.}$$

comme chaque m^3 (mètre cube) correspond à $4,76 m^3$ d'air alors le volume d'air V_{air} sera

$$V_{air} = \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s-o}{32} \right) \cdot 22,414 \cdot 4,76 \text{ m}^3 \text{ d'air.}$$

B3. ANALYSE DES PRODUITS DE COMBUSTION :

Soit V_f le volume de fumée correspondant à la combustion théorique complète d'un kg de combustible dit pouvoir fumigène.

d'après le paragraphe B.1 un kg de combustible fournit

$$\frac{c}{12} \text{ kmoles de } CO_2 \quad ; \quad \frac{n}{28} \text{ kmoles de } N_2$$

$$\frac{h}{2} \text{ kmoles d' } H_2 \quad \text{et} \quad \frac{A}{32} \text{ kmoles de } SO_2$$

ces analyses représentant au total un volume de

$$\left(\frac{c}{12} + \frac{h}{2} + \frac{n}{28} + \frac{A}{32} \right) \cdot 22,414 \text{ m}^3$$

à ce volume il convient d'ajouter l'azote contenu dans l'air emburant qui représente $3,76 V_{O_2}$

$$V_{N_2} = 3,76 \cdot V_{O_2} = 3,76 \cdot \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{A-O}{32} \right) \cdot 22,414 \text{ m}^3$$

d'où en définitif la combustion d'un kg de combustible produira un volume de fumée égal à V_f

$$V_f = 22,414 \cdot \left\{ \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{2} + \frac{n}{28} + \frac{A}{32} \right) + \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{A-O}{32} \right) \cdot 3,76 \right\} + \text{vapeur d'eau}$$

ou bien

$$V_f = \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{2} + \frac{n}{28} + \frac{A}{32} \right) \cdot 22,414 + 0,79 V_{\text{air}} \quad \text{avec} \quad 0,79 = \frac{3,76}{4,76}$$

V_f volume de fumée se décompose donc comme suit :

$$\frac{1}{12} \cdot 22,414 \text{ m}^3 \text{ de CO}_2$$

$$\frac{1}{2} \cdot 22,414 \text{ m}^3 \text{ d'H}_2\text{O}$$

$$\frac{1}{32} \cdot 22,414 \text{ m}^3 \text{ de SO}_2$$

$$\frac{7}{28} \cdot 22,414 \text{ m}^3 \text{ de N}_2$$

le volume sec des fumées est alors V_s

$$V_s = \left(V_f - \frac{1}{2} \cdot 22,414 \right) \text{ m}^3$$

N.B.

Pour la combustion réelle, V_{air} est un volume théorique mais V'_{air} est son volume réel dont le rapport α est défini par $\alpha = \frac{V_{air}}{V'_{air}}$ Coefficient d'excès d'air.

$\alpha = 1$ on a une combustion théorique

$\alpha > 1$ Combustion avec excès d'air, peut entraîner une combustion complète.

$\alpha < 1$ combustion avec défaut d'air ; combustion incomplète.

APPENDICE C.

- Relations entre N_2 ; Vair et Δh_3

Afin de pouvoir simuler le mouvement du cyclomoteur on doit savoir quelle vitesse de l'air de refroidissement admettre pour un régime donné. Pour cela la détermination de quelques relations est nécessaire.

La sortie du réducteur (B.V) est relié à la roue motrice par une chaîne de transmission composée de maillons en acier d'un liaison rigide dont le rendement η_c est estimé à 0,9. (voir fig. C.1)

C.1. Rapport de transmission :

S'aidant de la (fig. C.1) et connaissant les rayons R_2 et R_3 on déduit de là le rapport de transmission entre le réducteur et la roue motrice.

$$\frac{N_3}{N_2} = \frac{R_2}{R_3} = \frac{30}{80} \quad \text{d'où} \quad N_3 = \frac{3}{8} N_2 \quad (C.1)$$

N_2 : nombre de tours du pignon de sortie [tr/min]

N_3 : " " " de la roue motrice [tr/min]

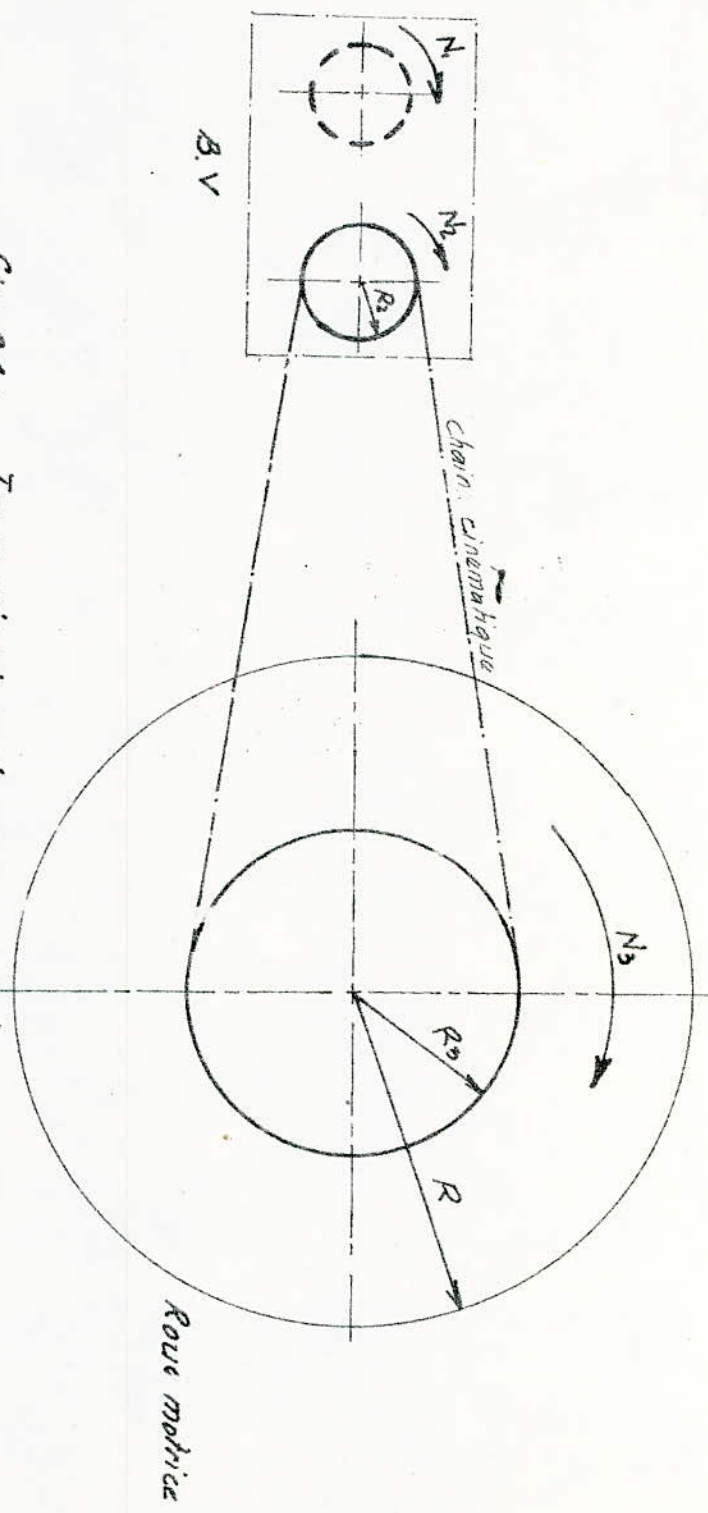


Fig. C1 : Transmission du mouvement.

c.2. Relation entre V_{air} et N_2 :

V_{air} étant la vitesse de l'air provenant de la soufflerie.

$$V_{air} = \frac{2\pi N_2 R}{60} = \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{3}{8} N_2 R$$

$$\Rightarrow V_{air} = \frac{\pi N_2 R}{60} = \frac{\pi N_2}{60} \cdot 0,25$$

$$\Rightarrow V_{air} = 0,00982 \cdot N_2 \quad [m/s] \quad (c.2)$$

c.3. Relation entre Δh_3 et V_{air} .

Δh_3 : dénivellation du manomètre Tu_3 .

A la sortie du ventilateur (v. fig 2.2) on obtient

$$P_3 - P_0 = \rho_{eau} \cdot g \cdot \Delta h_3 \quad \text{d'où} \quad \Delta h_3 = \frac{P_3 - P_0}{\rho_{eau} \cdot g} \quad (c.3)$$

L'équation de Bernoulli donne

$$P_3 - P_0 = \frac{1}{2} \rho_{air} \cdot V_{air}^2 \quad (c.4)$$

d'où en combinant (c.3) et (c.4) on aura

$$\Delta h_3 = \frac{\rho_{air} \cdot V_{air}^2}{2 \cdot \rho_{eau} \cdot g} \quad (c.5)$$

$$\text{or } V_{air} = 0,00982 \cdot N_2 \quad \text{alors}$$

$$\Delta h_3 = \frac{\rho_{\text{air}} \cdot (0,00982 \cdot N_2)^2}{2 \rho_{\text{eau}} \cdot g} \quad (\text{C.6})$$

de (C.5) on tire

$$V_{\text{air}} = \sqrt{\frac{2 \rho_{\text{eau}} \cdot g \cdot \Delta h_3}{\rho_{\text{air}}}}$$

A.N:

$$\Delta h_3 = \frac{1,235 \cdot (0,00982 \cdot N_2)^2}{2 \cdot 10^3 \cdot 9,81} \Rightarrow$$

$$\Delta h_3 = 6,07 \cdot 10^{-9} \cdot N_2^2 \quad [\text{m}] \quad (\text{C.7})$$

c3. Exemple de calcul du bilan énergétique:

Considérant les tableaux Ia, b, c et prenant la mesure correspondant à 10 charges.

$$Q_v = \frac{C_s}{t} = \frac{20 \cdot 10^{-3}}{240} = \frac{10^{-3}}{12} \text{ l/s} \Rightarrow Q_v = 0,083 \cdot 10^{-3} \text{ l/s}$$

$$\text{d'où } \dot{m}_{\text{es}} = Q_v \cdot \rho_{\text{e}} = 0,083 \cdot 10^{-3} \cdot 0,725 = 0,060 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_a = 14,69 \cdot \dot{m}_{\text{es}} \Rightarrow \dot{m}_a = 14,69 \cdot 0,060 \cdot 10^{-3} = 0,881 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$V_g = \sqrt{2 \cdot 825 \cdot 9,81} \cdot \sqrt{\frac{\Delta h_{\text{sch}}}{\rho_g}} \Rightarrow V_g = 127,226 \sqrt{\frac{\Delta h_{\text{e}}}{\rho_g}}$$

$$\text{d'où } \dot{m}_g = \rho_g \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot 127,226 \sqrt{\frac{\Delta h_{\text{e}}}{\rho_g}}$$

$$\Rightarrow \dot{m}_g = \frac{\pi \cdot (20 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 127,226 \sqrt{\rho_g \cdot \Delta h_{\text{sch}}}$$

$$\dot{m}_g = 0,04 \cdot \sqrt{\beta_g \cdot \Delta h_{ech}} = 0,04 \cdot \sqrt{0,675 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3}} = 0,735 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s.}$$

$$\cdot W_{ei} = \dot{m}_{es} \cdot Q_i = 0,060 \cdot 10^{-3} \cdot 10600 = 636 \cdot 10^{-3} \text{ kcal/s.}$$

$$\cdot W_g = \dot{m}_g \cdot c_p \cdot (T_{ech} - T_{amb}) = 0,735 \cdot 10^{-3} \cdot 0,246 \cdot (245 - 12)$$

$$W_g = 42,13 \cdot 10^{-3} \text{ kcal/s.}$$

$$\cdot W_c = W_{es} \cdot \eta_c = 636 \cdot 10^{-3} \cdot 0,87 = 553,4 \cdot 10^{-3} \text{ kcal/s.}$$

$$\cdot W_u = P \cdot \frac{1}{\eta} = 30,56 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1}{0,225} = 135,8 \cdot 10^{-3} \text{ kcal/s.}$$

$$\cdot W_r = W_c \cdot \eta_c - W_u - W_{ech} =$$

$$= (636 \cdot 0,87 - 135,8 - 42) \cdot 10^{-3} = 459 \cdot 10^{-3} \text{ kcal/s}$$

