

32/85

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم و البحث العلمي
Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

1ex
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET :

ANALYSE THEORIQUE ET
EXPERIMENTALE DU REFROIDISSEMENT
PAR AIR D'UN MOTEUR DEUX TEMPS
MONOCYLINDRE

Proposé par :

ENPVP
CMG

Etudié par :

KHELLIL Kamel

Dirigé par :

Mr. AIT-ALI

PROMOTION : JANVIER 1985

الجمهورية الهندية للعلوم الهندية

المكتبة

—•••—
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم و البحث العلمي
Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

الكلية
.....
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET :

ANALYSE THEORIQUE ET
EXPERIMENTALE DU REFROIDISSEMENT
PAR AIR D'UN MOTEUR DEUX TEMPS
MONOCYLINDRE

Proposé par :

ENPVP

CMG

Etudié par :

KHELIL Kamel

Dirigé par :

Mr. AIT-ALI

PROMOTION : JANVIER 1985

ملخص

الدراسة المحققة تتعلق بتحليل نظري وتطبيقي لتبريد هوائي لمحرك ذو
 طورين أحادي الاسطوانة ذات 47 سم³ مستعمل على الدرجات النارية لمركب
 الدرجات والدراجات النارية بقالة التبريد العالي للمحرك محقق بمروحة مرتبطة مباشرة
 بالمدرن. العمل يتوقف على حذف المروحة والقطع المتعلقة بها والهدف المرموق هو ربح في الاستهلاك
 وخط في قيمة التجميع من جهة وتحسين التبريد عن طريق الهواء المنقول من جهة أخرى

RESUME

L'étude réalisée porte sur l'analyse théorique et expérimentale du refroidissement par air du moteur deux temps monocylindré de 47 cm³ utilisé sur les motocyclettes C.M.G. du Complexe Cycles et Motocycles de GUELMA.
 Le refroidissement actuel de ce moteur est assuré en convection forcée par un ventilateur relié directement au vilebrequin.
 La solution consiste à supprimer le ventilateur, d'où économie de puissance et réduction du coût de fabrication et à favoriser et améliorer le refroidissement par air déplacé par une extension et une meilleure distribution des ailettes.

SUMMARY

This term project consisted in a theoretical and experimental thermal analysis of the air cooling of the two-stroke, 47 cc monocylinder C.M.G. engine produced by the C.M.G. motorcycles complex of GUELMA.
 The actual air-cooling of the engine is produced by a crankshaft driven fan. The proposed solution consists in removing the fan and its associated parts which results in power economy and lower production cost and promote and improve the ram-air cooling by an extension and a better distribution of the fins.

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier toutes les personnes qui ont contribué à l'élaboration de ce modeste ouvrage.

Je remercie mon promoteur Mr AIT ALI pour ses conseils pertinents.

Je remercie particulièrement Mr.BELABBESS qui n'a pas ménagé ses efforts et qui m'a aidé du mieux qu'il a pu.

Je remercie Redouane pour son aide sans limites dans le montage de la partie électro-technique.

Je remercie mes amis Khaled et Mehrez pour toutes les fois où ils ont été là.

TABLE DES MATIERES

I -	<u>INTRODUCTION</u>	P. 9
	1. CONSIDERATIONS GENERALES	P. 9
	2. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DU MOTEUR DEUX TEMPS	P. 10
	3. COMPORTEMENT THERMIQUE	P. 11
	4. OBJECTIF DE L'ETUDE	P. 12
II -	<u>REFROIDISSEMENT PAR AIR DEPLACE</u>	P. 14
	1. INTRODUCTION	P. 14
	2. TRANSMISSION DE CHALEUR PAR AILETTES	P. 17
	3. TRANSMISSION DE CHALEUR PAR CONVECTION	P. 24
	4. TRANSMISSION DE CHALEUR PAR RAYONNEMENT	P. 31
	5. TRANSMISSION DE CHALEUR PAR LE CARTER MOTEUR	P. 33
III -	<u>ETUDE EXPERIMENTALE</u>	P. 35
	1. DESCRIPTION DU MONTAGE	P. 36
	2. MANIPULATION	P. 39
	3. ENERGIE DEGAGEE PAR LA COMBUSTION	P. 40
	4. ENERGIE A L'ECHAPPEMENT	P. 42
	5. ENERGIE MECANIQUE	P. 51

IV -	<u>ANALYSE DES RESULTATS</u>	P. 58
	1. BILAN ENERGETIQUE	P. 58
	2. CHALEUR DISSIPEE PAR LE CYLINDRE ET LA CULASSE	P. 59
	3. CHALEUR DISSIPEE PAR LE CARTER MOTEUR	P. 63
	4. COMPORTEMENT THERMIQUE EN REGIME RALENTI	P. 63
	5. COMPARAISON DES RESULTATS	P. 66
	<u>CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS</u>	P. 68
	1. CONCLUSION	P. 68
	2. RECOMMANDATIONS	P. 69

TABLE DES FIGURES

7

<u>Figure</u>		
II.1.	Diagramme températures - résistances thermiques	P. 15
II.2.1.	Ailette triangulaire	P. 19
II.2.2.	Efficacité des ailettes	P. 25
II.3.1.	Données relatives à l'écoulement de l'air parallèlement à un cylindre	P. 29
II.3.2.	Données relatives à l'écoulement de l'air perpendiculairement à un cylindre	P. 30
II.3.3.	Corrélation entre les données pour la transmission de chaleur par convection naturelle à partir de plaques et cylindres verticaux	P. 32
III.1.	Vue d'ensemble du montage réalisé	P. 37
III.1.1.	Socle	P. 38
III.1.2.	Accouplement par chaîne	P. 38
III.1.3.	Appareil de mesure des températures	P. 41
III.3.	Réservoir de carburant	P. 41
III.4.	Divergent et tube en U incliné	P. 46
III.5.1.	Schéma de montage du circuit de charge	P. 53
III.5.2.	Groupe " Moteur asynchrone-génératrice "	P. 53
III.5.3.	Courbe de rendement de la génératrice	P. 56
IV .3.	Comparaison des résultats	P. 67

TABLE DES TABLEAUXTableau

II.2.1.	Valeurs des fonctions de Bessel	P. 22
II.3.1.	Variables intervenant dans le calcul du coefficient de convection h	P. 29
III.3.	Energie dégagée par la combustion	P. 43
III.4.	Propriété physique de l'air	P. 45
III.4.1.	Energie emportée par les gaz	P. 49
III.4.2.	Chaleur dissipée par convection par le pot d'échappement	P. 52
III.5.	Energie mécanique	P. 57
IV.1.	Bilan énergétique	P. 60
IV.2.1.	Coefficients de convection et efficacité	P. 62
IV.2.2.	Chaleur dissipée par convection par le cylindre et la culasse	P. 64
IV.3.	Chaleur dissipée par le carter moteur	P. 65

I - INTRODUCTION

1. CONSIDERATIONS GENERALES

Le rôle des moteurs à combustion interne est de transformer l'énergie chimique d'un mélange combustible en une énergie mécanique. Cette transformation se fait approximativement dans la proportion d'un tiers de travail mécanique, un tiers en chaleur transmise directement ou indirectement par convection forcée au milieu ambiant, et un tiers emporté par les gaz d'échappement. Ces proportions varient quelque peu selon les conceptions et les moteurs.

Parmi les moteurs à combustion interne, les petits moteurs sont généralement à deux temps, avec une cylindrée plus faible que les moteurs à quatre temps. Pour une même cylindrée, ils développent sensiblement deux fois plus de puissance que ceux à quatre temps, étant donné qu'ils utilisent deux fois

plus de combustible par tour de vilebrequin.

Ils sont de conception plus simple et d'un encombrement plus réduit. Leur domaine d'emploi s'étend à toutes les nombreuses applications où tout gain de poids et d'encombrement constitue un avantage, voire un impératif. Ils sont particulièrement adaptés aux véhicules pour lesquels le rapport puissance/poids du véhicule est prépondérant.

2. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DU MOTEUR DEUX TEMPS

Dans les moteurs à explosion interne, le travail mécanique n'est produit que lors de la phase de détente. Le moteur à quatre temps ne comporte donc qu'une phase motrice tous les deux tours de vilebrequin. Afin d'obtenir une puissance plus importante avec les mêmes dimensions du cylindre et de réduire la complexité inhérente au système de distribution, a été réalisé le moteur à deux temps.

Dans ce moteur, l'admission et l'échappement des gaz se font par des lumières se trouvant à proximité du point mort bas. Dans sa course descendante, le piston découvre en premier les lumières d'échappement : les gaz brûlés encore à haute pression s'échappent. Puis les lumières d'admission sont à leur tour découvertes, les gaz frais sont admis à une pression légèrement supérieure à la pression atmosphérique et chassent les gaz brûlés résiduels. Dans sa course ascendante, le piston obture successivement les lumières d'admission puis d'échappement et commence la compression. L'étincelle se produit...

voisinage du point mort haut, le mélange s'enflamme puis les gaz se détendent et le cycle recommence.

3. COMPORTEMENT THERMIQUE

Les moteurs thermiques, montés sur véhicules, peuvent être refroidis simplement par l'air déplacé lorsqu'ils sont convenablement exposés et que leur surface d'échange est adéquatement dimensionnée. Des moteurs d'automobiles, de camions et d'avions à hélices sont refroidis à l'air par la convection forcée combinée produite par un ventilateur et l'air déplacé dû au mouvement. Les moteurs à deux temps de petite cylindrée, quoiqu'ils produisent relativement deux fois plus de chaleur que les moteurs à quatre temps de même cylindrée sont, généralement, refroidis par l'air déplacé dû au mouvement du véhicule. Ce mode de refroidissement fait l'économie d'un ventilateur, de sa gaine de soufflage et de la puissance mécanique absorbée par celui-ci.

Ces moteurs à deux temps montés sur véhicules à deux roues travaillent en régime variable. Les distances parcourues entre deux arrêts sont relativement courtes, surtout dans les agglomérations. Certes, le moteur développe moins de puissance en régime ralenti, à l'arrêt du véhicule, donc moins de chaleur à dissiper, mais le système de refroidissement est le moins efficace à l'arrêt. En effet, avec une vitesse d'air déplacé nulle, le mode de convection forcée se réduit à la convection libre beaucoup moins efficace. Cependant les dissipations par rayonnement à l'air ambiant et par conduction au carter moteur restent sensiblement aussi effectives que pendant le déplacement

du véhicule. Il semblerait donc que le moteur au régime ralenti, à l'arrêt du véhicule pourrait encore être adéquatement refroidi. Une évaluation théorique des dissipations de chaleur par convection, rayonnement et conduction devrait déterminer la contribution de chacun des modes.

Le régime moteur à pleine puissance, en côte, caractérisé par une production de chaleur maximum et une convection forcée amoindrie par la faible vitesse de déplacement peut constituer le régime de fonctionnement le plus critique du point de vue refroidissement. Ce problème peut être aggravé par des températures ambiantes élevées, similaires à celles rencontrées sur les hauts plateaux ou dans le sud en été.

Les investigations à entreprendre devraient couvrir toutes les conditions critiques de fonctionnement et balayer toute la plage de fonctionnement en reproduisant les conditions ambiantes dans la mesure du possible.

4. OBJECTIF DE L'ETUDE

Cette étude a pour objet d'évaluer la performance du refroidissement par air déplacé seulement, du moteur deux temps de la motocyclette produite et commercialisée par le complexe motocycles de Guelma.

Le refroidissement de ce moteur est actuellement assuré en convection forcée par l'air soufflé sur le cylindre moteur par un ventilateur accouplé mécaniquement au moteur. L'air soufflé est dirigé par un carter formant gaine

de soufflage.

La suppression du ventilateur, outre qu'elle économisera une puissance substantielle devra produire une économie sur le prix de fabrication de l'ordre de 100 DA par motocyclette, soit une économie de 5.000.000 de dinars pour une production annuelle de 50.000 motocyclettes. Cette modification pourrait éventuellement nécessiter l'augmentation de la surface des ailettes de refroidissement, donc une modification de fonderie du cylindre moteur. L'analyse de l'efficacité du refroidissement sans ventilateur comprendra une partie théorique destinée à évaluer les quantités de chaleur dissipées par le corps et la culasse ailetés du moteur par convection, rayonnement et conduction. Cette évaluation utilisera les températures qui seront mesurées sur la surface d'échange lors de l'étude expérimentale, pour laquelle le C.M.G. a mis un moteur à notre disposition.

A cet effet, le moteur sera instrumenté et chargé par une dynamo débitant dans une cage de résistance électrique. L'air déplacé sera produit par un ventilateur entraîné en vitesse variable.

Le travail utile sera mesuré et les pertes thermiques entraînées par les gaz d'échappement évaluées.

Les températures à la paroi externe seront mesurées aux divers régimes pour déterminer si les températures internes restent dans le domaine admissible. Des recommandations seront déduites quant aux améliorations éventuelles à apporter au moteur étudié.

II - REFROIDISSEMENT PAR AIR DEPLACÉ

I. INTRODUCTION

Le moteur échange de la chaleur directement avec le milieu ambiant par convection, par rayonnement et indirectement par conduction au bloc moteur. Ce dernier transmet la chaleur par convection au milieu ambiant. Etant donné la surface importante du carter moteur, ce troisième mode peut s'avérer substantiel. Le comportement thermique du moteur peut être représenté par l'analogie donnée par la figure II.1 (p.15).

La température de combustion T_c est fixée pour une combustion donnée (richesse, type de carburant, taux de compression, etc ...) plus elle est élevée, plus le rendement thermodynamique du moteur est élevé.

La température ambiante T_a est celle du milieu environnant, plus

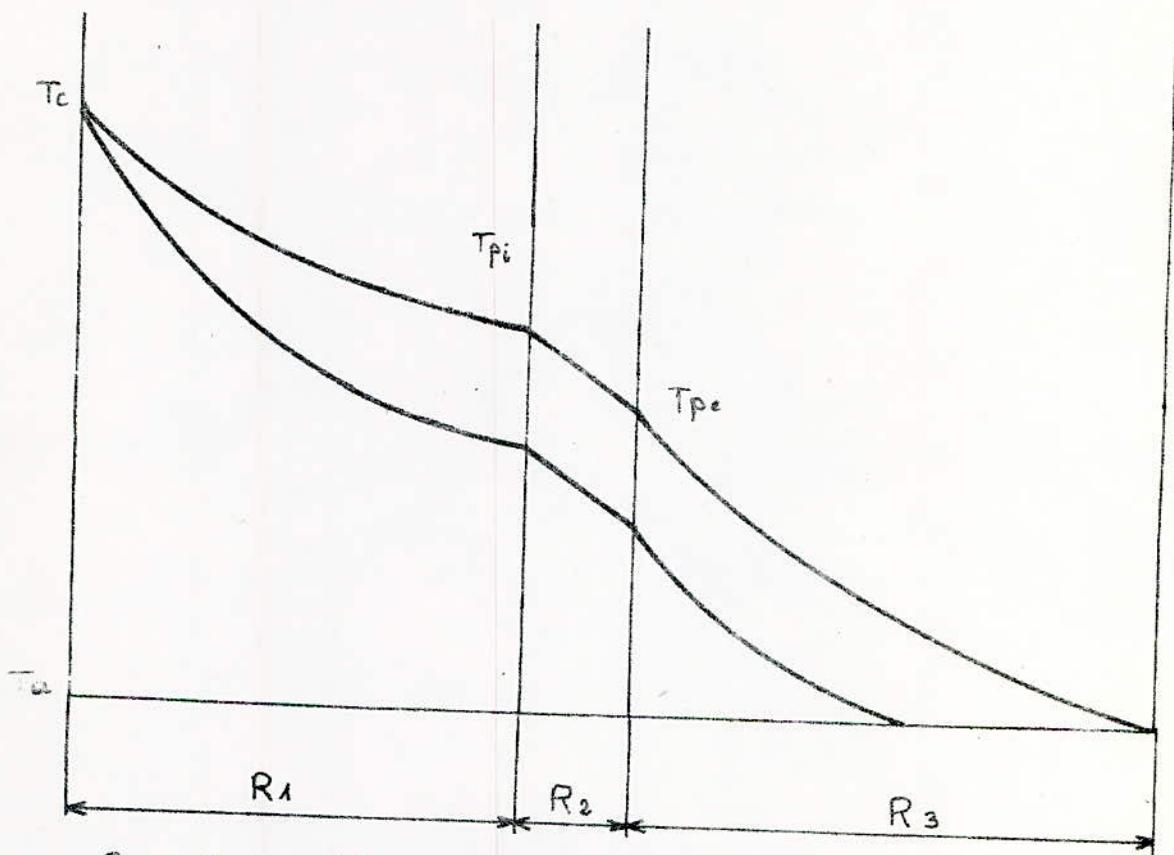


Fig: II 1: Diagramme températures - résistances thermiques

T_c = température des gaz de combustion

T_{pi} = température de la paroi interne du cylindre

T_{pe} = température de la paroi externe du cylindre

T_a = température ambiante

R_1 = Résistance thermique à travers les gaz de combustion

R_2 = Résistance thermique à la conduction à travers la paroi du cylindre

R_3 = Résistance thermique externe

elle est basse, plus le rendement thermodynamique du moteur est élevé. En effet, bien que le cycle thermodynamique du moteur à deux temps ne soit pas un cycle de Carnot, il n'en suit pas moins les tendances et son rendement est donc proportionnel à $\frac{T_c - T_a}{T_c}$ puisque $\eta_{\text{carnot}} = 1 - \frac{T_a}{T_c} = \frac{T_c - T_a}{T_c}$

Il faut donc remarquer que le rendement peut légèrement fluctuer avec le rapport $\frac{T_c - T_a}{T_c}$. Seulement, si la température ambiante T_a peut augmenter typiquement de 0 à 50°C (températures extrêmes de l'hiver et l'été). La température T_c peut aussi augmenter sensiblement l'été car les gaz en combustion constituent une source de chaleur finie et les températures de la paroi du cylindre augmentent avec T_a . Le sens de variation du rendement peut être estimé par la variation infinitésimale suivante :

$$d\eta_{\text{carnot}} = -\frac{dT_a}{T_c}$$

$$\text{avec } dT_a = 50^\circ \text{ K}$$

$$T_c = 2073 \text{ K}$$

$$T_a = 273^\circ \text{ K}$$

$$\text{soit } d\eta_c = -0,024 \text{ avec } \eta_{\text{carnot}} = 0,868$$

On voit donc qu'une augmentation de T_c de 50° K produit un accroissement du rendement de 0,003 seulement. La variation de la température ambiante est donc prédominante. Le diagramme de la figure II.1(p.15) permet d'illustrer l'effet de la diminution de la résistance thermique externe sur la température à la paroi. En effet, l'objectif d'un refroidissement efficace est de réduire la température de la paroi. Les résistances thermiques étant en série, une diminution de la résistance externe permet d'augmenter le flux de chaleur

échangé avec l'extérieur, donc la chute de température à travers les parois, d'où une diminution de la température T_{pi} .

Cette diminution de la température interne va de pair avec l'augmentation du flux de chaleur perdu par les gaz par rayonnement et convection à l'intérieur du cylindre. La résistance thermique à la convection est égale à $(hA)^{-1}$. Pour la réduire, il faut augmenter le produit hA du coefficient de convection par la surface d'échange.

Le coefficient de convection est relativement limité par la faible conductivité thermique de l'air. C'est donc, tout à fait logiquement que l'on est amené à augmenter la surface d'échange par l'adjonction d'ailettes à la surface primaire. C'est ainsi que les ailettes constituent de 80 à 85 % de la surface totale d'échange des solutions techniques rencontrées dans la convection à l'air en général.

2. TRANSMISSION DE CHALEUR PAR AILETTES

La forme des ailettes assurant la meilleure utilisation de la matière au point de vue refroidissement est la forme hyperbolique. En pratique cette forme n'est pas réalisable, mais celle qui s'en rapproche le plus est le profil triangulaire avec rayon de raccordement entre les ailettes.

L'expression du flux de chaleur transmis par une ailette triangulaire est obtenue en appliquant le bilan thermique à un petit élément de l'ailette.

Sur la figure II.2.1 (p.19) T_s est la température de la paroi sur laquelle est liée l'ailette. T_∞ est la température de l'air ambiant.

On considère que le matériau constituant l'ailette a une conductivité thermique uniforme et que le coefficient d'échange de chaleur entre la surface de l'ailette et l'air est h . Ce coefficient est une fonction complexe de l'écoulement du fluide, des propriétés thermiques du milieu fluide et de la géométrie du système. Son évaluation fera l'objet du paragraphe suivant.

D'autre part, on suppose que les gradients radiaux de température sont si petits que la température est uniforme dans n'importe quelle section transversale de l'ailette, c'est-à-dire $T = T(x)$. Des études ont prouvé que l'erreur commise dans cette solution unidimensionnelle est au dessous de 1%.

En régime permanent, la quantité de chaleur qui entre par conduction par la face droite de l'élément est égale à celle qui sort par conduction par la face gauche de l'élément et par convection de la surface vers le milieu extérieur.

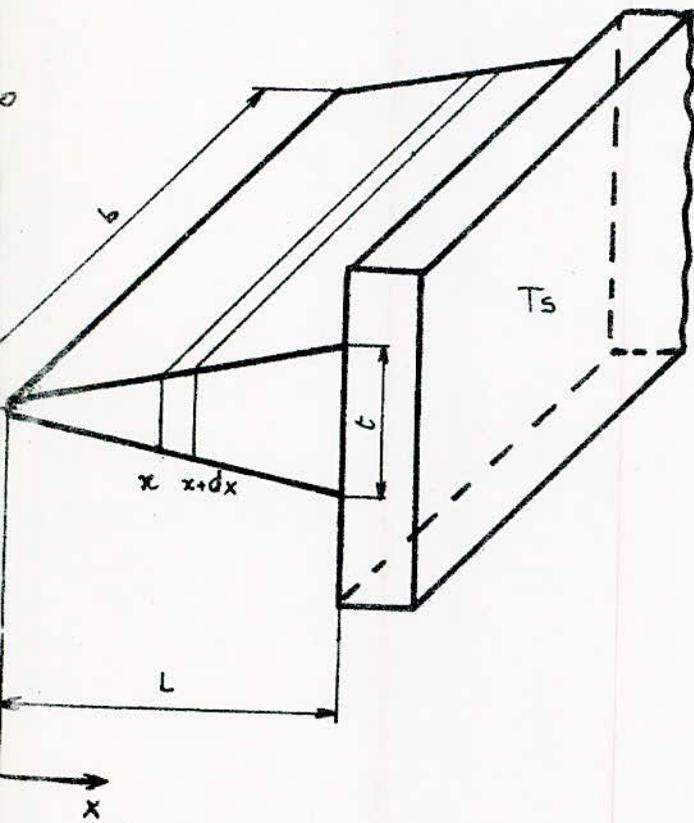
flux thermique qui entre par conduc- tion dans l'élément par la face située à la distance x	=	flux thermique qui sort par conduction de l'élément par la face située à la distance $(x + dx)$	+	flux thermique qui sort par convection de la surface entre x et $x + dx$
---	---	---	---	---

Sous forme d'équation on a :

$$-kA \frac{dT}{dx} \Big|_x = -kA \frac{dT}{dx} \Big|_{x+dx} + hP dx (T - T_\infty)$$

Fig: II 21

Ailette Triangulaire



ou sous forme plus simple :

$$\frac{d}{dx} \left(k A \frac{dT}{dx} \right) = h P (T - T_{\infty}) \quad (1)$$

avec A = air de la section droite de l'ailette

P = périmètre.

En prenant la différentielle par rapport à x et après quelques transformations on obtient :

$$x^2 \frac{d^2 T}{dx^2} + x \frac{dT}{dx} - \frac{2Lhx}{kt} (T - T_{\infty}) = 0 \quad (2)$$

Cette équation ressemble à l'équation de Bessel dont la forme générale quelle que soit la valeur de n est :

$$z^2 \frac{d^2 y}{dz^2} + z \frac{dy}{dz} - (z^2 + n^2) y = 0 \quad (3)$$

La résolution de ce type d'équation a été étudiée et mise sous forme de tableau. Par conséquent, nous ramènerons la forme de l'équation (2) à celle de l'équation (3) afin de profiter de solutions déjà connues de cette dernière. On pose :

$$Z = C B \sqrt{x} \quad \text{et} \quad y = T - T_{\infty}$$

$$\text{avec } C = \text{Constante} \quad \text{et} \quad B = \frac{2Lh}{kt}$$

En calculant les expressions des dérivées partielles de y par rapport à Z et en les remplaçant dans l'équation (2), on obtient :

$$z^2 \frac{d^2 y}{dz^2} + z \frac{dy}{dz} - \frac{4}{C^2} z^2 y = 0 \quad (4)$$

Cette équation est identique à l'équation de Bessel d'ordre zéro ($n = 0$) si $C^2 = 4$ ou $Z = 2B\sqrt{x}$ la solution générale est alors :

$$y = (T - T_\infty) = C_1 I_0(2B\sqrt{x}) + C_2 K_0(2B\sqrt{x}) \quad (5)$$

où C_1 et C_2 sont des constantes d'intégration qui doivent être déterminées par les conditions aux limites.

$I_0(Z)$ et $K_0(Z)$ sont respectivement les fonctions de Bessel d'ordre zéro du premier et du second genre données dans le tableau II.2.1 (p.22). Pour évaluer C_1 et C_2 on utilise les conditions aux limites. La première est que la température à la base de l'ailette est T_s , d'après le repère de la figure II.2.1 (p.19) cela revient à poser $T = T_s$ pour $x = L$. La seconde condition aux limites exprime que la température de l'ailette doit avoir partout une grandeur finie. A l'extrémité de l'ailette ($x=0$), $K_0(0)$ tend vers l'infini et par suite cette condition n'est satisfaite que pour $C_2 = 0$. En substituant ces deux conditions dans l'équation (5), on a :

$$\frac{(T - T_\infty)}{(T_s - T_\infty)} = \frac{I_0(2B\sqrt{x})}{I_0(2B\sqrt{L})} \quad (6)$$

Cette équation donne la répartition de la température le long de l'ailette.

Le flux de chaleur évacué par l'ailette est obtenu par différenciation

Tableau: II 2.1 Valeurs des fonctions de Bessel.

z	$I_0(z)$	$I_1(z)$	$\frac{z}{\pi} K_0(z)$	$\frac{z}{\pi} K_1(z)$
0,0	1,0000	0,0000	Infini	Infini
0,2	1,0400	0,1005	1,116	3,040
0,4	1,0404	0,2040	0,7095	1,394
0,6	1,0920	0,3137	0,4950	0,8294
0,8	1,1665	0,4329	0,3599	0,5486
1,0	1,2661	0,5652	0,2680	0,3832
1,2	1,3937	0,7147	0,2028	0,2767
1,4	1,5534	0,8861	0,15512	0,2043
1,6	1,7500	1,0848	0,11966	0,15319
1,8	1,9896	1,3172	0,09290	0,11626
2,0	2,2796	1,5906	0,07251	0,08904
2,2	2,6291	1,9141	0,05683	0,06869
2,4	3,0493	2,2981	0,04470	0,05330
2,6	3,5533	2,7554	0,03527	0,04156
2,8	4,1573	3,3011	0,02790	0,03254
3,0	4,8808	3,9334	0,02212	0,02556
3,2	5,7472	4,7343	0,017568	0,02014
3,4	6,7868	5,6701	0,013979	0,015915
3,6	8,0277	6,7927	0,011141	0,012602
3,8	9,5169	8,1404	0,008891*	0,009999*
4,0	11,3019	9,7595	0,007105	0,007947
4,2	13,4425	11,7056	0,005648	0,006327
4,4	16,0104	14,0462	0,004551	0,005044
4,6	19,0946	16,8626	0,003648	0,004027
4,8	22,7937	20,2528	0,002927	0,003218
5,0	27,2399	24,3356	0,002390	0,002575
5,2	32,5836	29,2543	0,001888	0,002062
5,4	39,0038	35,1821	0,001518	0,001653
5,6	46,7376	42,3283	0,001212	0,001326
5,8	56,0381	50,9462	0,0009832	0,001065
6,0	67,2344	61,3419	0,0007920	0,0008556
6,2	80,72	73,89	0,0006382	0,0006779
6,4	96,98	89,03	0,0005156	0,0005534
6,6	116,54	107,30	0,0004151	0,0004435
6,8	140,14	129,38	0,0003350	0,0003588
7,0	168,6	156,04	0,0002704	0,0002891
7,2	202,9	188,3	0,002184	0,002331
7,4	244,3	227,2	0,001765	0,001890
7,6	294,3	274,2	0,001426	0,001517
7,8	354,7	331,1	0,001153	0,001225
8,0	427,6	399,9	0,0009325	0,0009891
8,2	515,6	483,0	0,0007543	0,0007991
8,4	621,9	583,7	0,0006104	0,0006458
8,6	750,5	705,4	0,0004941	0,0005220
8,8	905,8	852,7	0,0004000	0,0004221
9,0	1093,6	1030,9	0,0003239	0,0003445
9,2	1320,7	1246,7	0,0002624	0,0002763
9,4	1595,3	1507,9	0,0002126	0,0002236
9,6	1927,	1824,	0,00017226	0,0001810
9,8	2329,	2207,	0,00013962	0,0001466
10,0	0,00011319	0,0001187

* Dans les colonnes de $K_0(z)$ et $K_1(z)$ et à partir de ce point, le premier nombre entier indique le nombre de zéros, par exemple $0,028891 = 0,008891$

de l'équation (6), par la détermination du gradient de température à la base ($x = L$) et par la multiplication du résultat par l'aire de la base.

Pour la différenciation, on utilise la relation $d[I_n(Cz)] = I_{n+1}(Cz) d(Cz)$ de telle sorte que pour $n = 0$

$$\frac{d[I_0(2B\sqrt{x})]}{dx} = [I_1(2B\sqrt{x})] B x^{-\frac{1}{2}} \quad (7)$$

le flux de chaleur évacué par l'ailette est alors :

$$q_{\text{ailette}} = k A \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=L} = b \sqrt{2hk t} (T_s - T_{\infty}) \frac{I_1(2B\sqrt{L})}{I_0(2B\sqrt{L})} \quad (8)$$

Il est à remarquer que la partie de la surface dépourvue d'ailettes est à la température de la paroi et transmet de la chaleur avec une efficacité de 100%. La partie de la surface à laquelle sont liées les ailettes n'est pas en contact direct avec le fluide, mais la chaleur s'écoule à travers elle par conduction vers l'ailette. La transmission de chaleur à partir de la surface d'ailette se fait par convection, mais comme la température varie le long de l'ailette, il est donc nécessaire de connaître son efficacité.

L'efficacité de l'ailette est le rapport de la chaleur transmise par la surface de l'ailette à celle qui serait transmise si la surface entière était à la température de la base.

L'efficacité des ailettes circulaires de section triangulaire est

très proche de celle des ailettes circulaires de section rectangulaire, la figure II.2.2. (p.25) donne l'efficacité de ces dernières.

Pour obtenir l'efficacité totale d'une surface pourvue d'ailettes ayant un rendement η_t , on associe la portion de surface dépourvue d'ailettes d'efficacité 100 % avec l'aire de la surface des ailettes à η_f .

$$A \eta_t = (A - A_f) + A_f \eta_f = A - A_f (1 - \eta_f)$$

avec A = surface totale de transmission de chaleur

A_f = surface de transmission de chaleur des ailettes.

De cette manière, on obtient le rendement de la surface totale pourvue d'ailettes

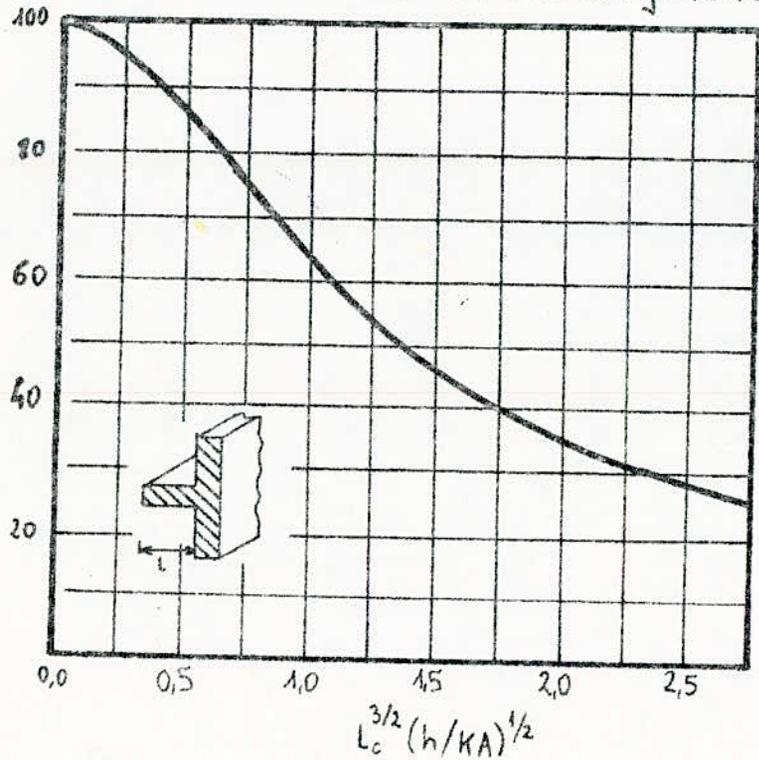
$$\eta_t = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f)$$

3. TRANSMISSION DE CHALEUR PAR CONVECTION

La convection est un mode de transport d'énergie par l'action combinée de la conduction entre molécules et du transport d'énergie par le mouvement du fluide. Ce mécanisme a lieu entre une paroi solide et un fluide.

Le transfert d'énergie par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du milieu qui l'entoure s'effectue en plusieurs étapes. D'abord la chaleur s'écoule par conduction de la surface aux particules fluides adjacentes. L'énergie ainsi transmise sert à augmenter la

Ailette droite de section rectangulaire



Ailette circulaire de section rectangulaire

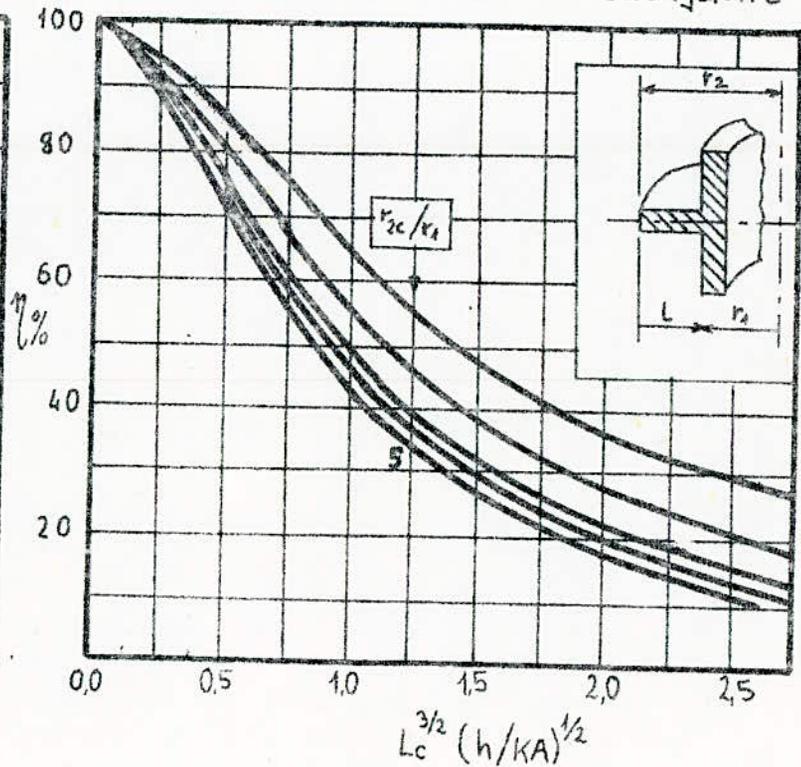


Fig: II-2-2 Efficacité des ailettes

D'après F. KREITH - Transmission de la chaleur & Thermodynamique

température et l'énergie interne de ces particules fluides. Ensuite, les particules fluides vont se mélanger avec d'autres particules situées dans une région à basse température et transférer une partie de leur énergie. Dans ce cas l'écoulement concerne le fluide et l'énergie. L'énergie est emmagasinée dans les particules fluides et est transportée sous l'effet de leur mouvement.

La transmission de chaleur par convection est désignée, selon le mode d'écoulement du fluide, par convection libre et convection forcée. Lorsqu'il se produit au sein du fluide des courants dus simplement aux différences de densité résultant des gradients de température, on dit que la convection est naturelle ou libre. Par contre, si le mouvement du fluide est provoqué par une action externe le processus est appelé convection forcée.

3. Evaluation du coefficient de convection

3.1. Convection forcée : Parmi les différentes méthodes permettant la détermination du coefficient de convection, celle qui nous paraît la plus adéquate est l'analyse dimensionnelle. Celle-ci diffère des autres méthodes par le fait qu'elle ne donne pas des équations pouvant être résolues. Cependant, elle groupe les variables suivant des nombres adimensionnels qui facilitent l'interprétation et étendent le domaine d'application des données expérimentales.

La première étape de la méthode consiste à choisir un système de

dimensions fondamentales. Celui-ci sera la longueur L , le temps θ , la température T et la masse M . Le nombre des groupes indépendants adimensionnels nécessaire pour exprimer la relation décrivant le phénomène est donné par le théorème de Buckingham ou "Théorème des Groupements π ". D'après ce théorème, le nombre de groupes adimensionnels est égal au nombre total des quantités physiques du phénomène diminué du nombre des dimensions fondamentales. Le tableau II.3.1 (p.29) donne les variables qui influencent le phénomène, avec les dimensions correspondantes. Il y a sept quantités physiques et quatre dimensions fondamentales, on aura donc trois groupes adimensionnels. Pour trouver ces groupes on écrit le produit de ces variables chacune ayant un exposant inconnu : $\pi = D^a k^b V^c \rho^d \mu^e c_p^f h^g$ en introduisant les formules dimensionnelles on obtient :

$$\pi = [L]^a [ML/\theta^3 T]^b [L/\theta]^c [M/L^3]^d$$

Pour que π reste adimensionnel, il faut que la somme des exposants de chaque dimension fondamentale soit nulle. Cela revient à poser :

$$b + d + e + g = 0 \quad \text{pour } M$$

$$a + b + c - 3d - e + 2f = 0 \quad \text{pour } L$$

$$-3b - c - e - 2f - 3g = 0 \quad \text{pour } \theta$$

$$-b - f - g = 0 \quad \text{pour } T$$

Comme il s'agit de déterminer la valeur du coefficient d'échange de chaleur par convection h , on pose son exposant g égal à l'unité en résolvant

simultanément les équations on obtient :

$$\pi_1 = \frac{h D}{k} = \text{Nombre de Nusselt} = Nu$$

De la même façon, on obtient les deux autres groupes, en posant l'exposant g égal à zéro et en éliminant deux autres variables.

$$\pi_2 = \frac{V \cdot D \cdot \rho}{\mu} = \text{Nombre de Reynolds} = Re$$

$$\pi_3 = \frac{c_p \cdot \mu}{k} = \text{Nombre de Prandtl} = Pr$$

Le nombre de Prandtl est le rapport des coefficients de diffusion de la quantité de mouvement et de la diffusion de la chaleur. En convection forcée, pour l'air il ne varie que très peu. Donc, dans la détermination du coefficient h en convection forcée les seuls nombres Nu et Re suffiront. Les figures II.3.1 (p.29) et II.3.2 (p.30) donnent les variations de Nu en fonction Re pour l'écoulement de l'air parallèlement et perpendiculairement à un cylindre.

3.2. Convection naturelle : Lorsque le véhicule est à l'arrêt, la vitesse de déplacement de l'air est nulle et le transfert de chaleur par convection se réduit à une convection libre ou naturelle.

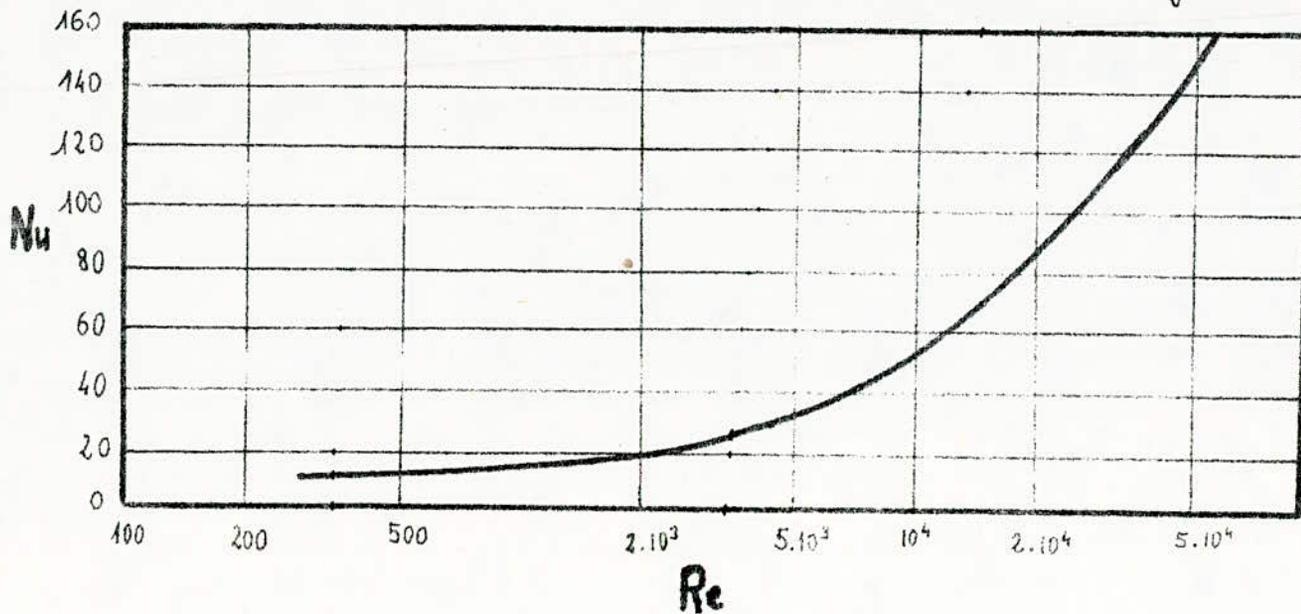
La détermination du coefficient de convection dans ce cas est obtenue par la méthode des groupes adimensionnels comme précédemment.

La vitesse de déplacement de l'air étant nulle, le nombre de Reynolds

Tableau II 3-1 Variables intervenant dans le calcul de h

Variable	Symbole	Equation dimensionnelle
Diametre du	D	[L]
Conductivite thermique du fluide	k	[M/L ⁰ T]
Vitesse du fluide	v	[L/T]
Densite du fluide	ρ	[M/L ³]
Viscosite du fluide	μ	[M/L ⁰ T]
Chaleur specifique à pression constante	Cp	[L ² /T ²]
Coefficient d'change de chaleur	h	[M/T ⁰]

Fig: II 3-1 Données relatives à l'écoulement de l'air parallèlement à un cylindre.



D'après W.H. Mc. ADAMS - Transmission de chaleur

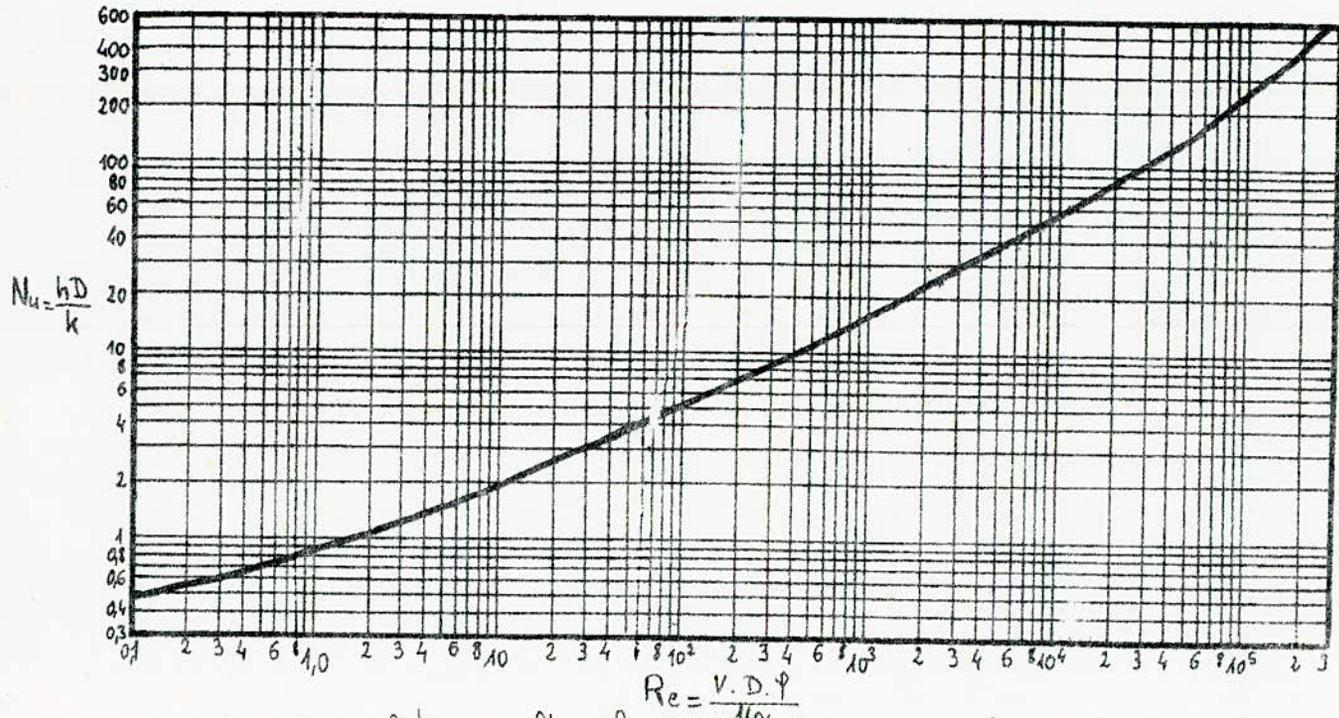


Fig: II-3-2

Données relatives à l'écoulement de l'air perpendiculairement à un cylindre

D'après F. KREITH - Transmission de la chaleur & Thermodynamique

n'a plus son utilité. On introduit un quatrième nombre sans dimension appelé nombre de Grashof, rapport de la force ascensionnelle à la force de viscosité.

$$Gr = \frac{\rho^2 g \beta (T - T_{\infty}) L^3}{\mu}$$

avec L = longueur caractéristique,

β = coefficient de dilatation thermique de l'air de refroidissement

g = gravitation universelle.

Le coefficient h en convection naturelle est obtenu d'après la courbe de variations de $Nu = f(Pr, Gr)$ donnée par la figure II.3.3. (p.32)

4. TRANSMISSION DE CHALEUR PAR RAYONNEMENT

Le rayonnement est le mécanisme par lequel la chaleur se transmet d'un corps à haute température vers un autre à basse température, lorsque ces corps sont séparés par le vide ou par un milieu partiellement transparent. La chaleur rayonnée est émise par un corps sous forme de rayonnement analogue au rayonnement électromagnétique. Le rayonnement est d'autant plus intense que les différences de température sont élevées, car il est proportionnel à la puissance quatrième de la température absolue, selon la loi de Stefan-Boltzman.

$$q = A F_{1-2} \sigma (T_1^4 - T_2^4)$$

avec A : surface

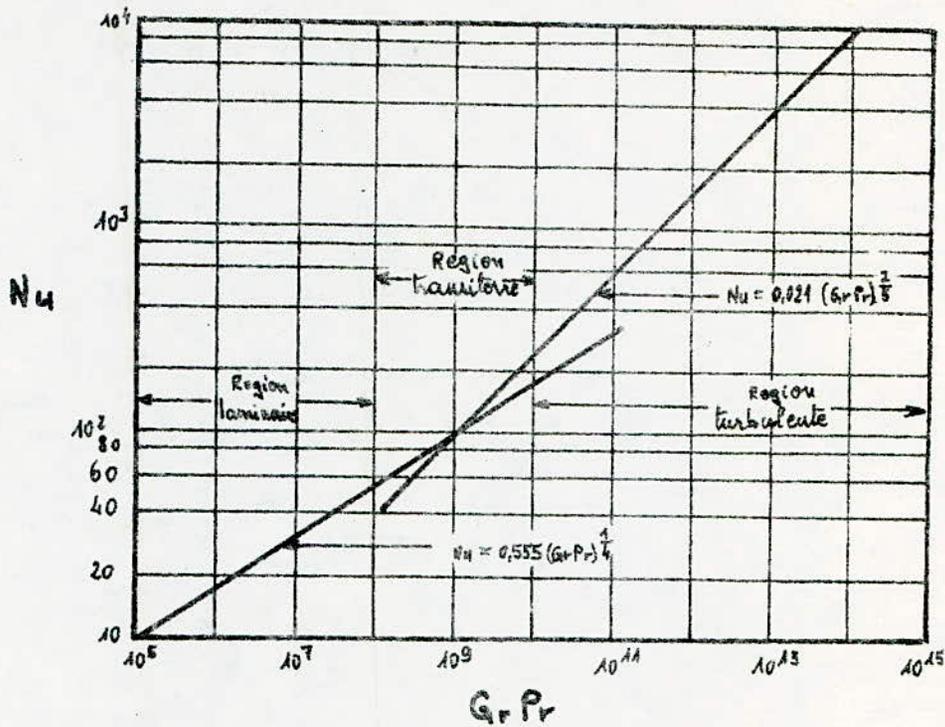


Fig: II 33 Correlation entre les données pour la transmission de chaleur par convection naturelle à partir de plaques et cylindres verticaux.

D'après F. KREITH " Transmission de la chaleur et thermodynamique

F_{1-2} : facteur de vue

T : constante de Stefan-Boltzman = $5,669 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 (\text{°K})^4$

La transmission de chaleur par rayonnement peut devenir substantielle lorsque les températures sont sensiblement au dessus de la température ambiante. Elles peuvent même être supérieures à celle d'ue à la convection libre.

La géométrie globale des ailettes disposées sur le cylindre ne permet pas un calcul aisé du facteur de vue entre celles-ci d'une part et entre elles et le milieu ambiant.

Il peut être estimé à partir de celui caractérisant deux disques parallèles d'une part et celui caractérisant deux surfaces perpendiculaires d'autre part, selon les dimensions respectives de ces surfaces. Qualitativement, plus les ailettes sont séparées, plus leur coefficient de vue avec le milieu ambiant est élevé ; plus les diamètres extérieurs sont élevés, plus le coefficient est élevé et la surface d'échange plus grande.

Ainsi, les ailettes écartées sont favorables à un refroidissement par rayonnement.

5. TRANSMISSION DE CHALEUR PAR LE CARTER MOTEUR

Le cylindre moteur transmet de la chaleur par contact au carter moteur. Ce flux de chaleur difficile à évaluer de façon directe, peut cependant être

évalué indirectement.

En effet, il suffit de mesurer la température et la surface du carter et de faire un calcul de convection forcée ou libre, selon le cas.

Cette surface du carter échange aussi de la chaleur par rayonnement avec le milieu ambiant. Cette évaluation est simple puisque le facteur de vue entre elle et le milieu ambiant est égal à l'unité.

III - ETUDE EXPERIMENTALE

La mesure des transferts thermiques dans les moteurs à combustion interne peut s'envisager de deux manières :

- Une méthode globale qui intègre le phénomène dans l'espace et dans le temps.
- Des méthodes locales qui peuvent atteindre le flux moyen ou instantané.

La méthode globale est caractérisée par ce que l'on nomme le bilan thermique dont l'objet essentiel est de définir la manière avec laquelle l'énergie introduite se répartit dans le moteur. Les mesures locales sont très utiles pour évaluer les contraintes thermiques en des points précis du moteur. Cependant, elles ne permettent pas à priori d'étendre leurs résultats à l'ensemble du moteur, car les flux thermiques peuvent varier d'une manière importante d'un point à un autre.

Le cadre méthodologique qui s'impose dans notre cas est la méthode globale.

L'énergie introduite dans le moteur se subdivise en :

- Travail mécanique,
- Energie à l'échappement,
- Chaleur transmise aux parois.

Notre travail consistera donc à estimer successivement l'énergie dégagée par la combustion du mélange " combustible - air ", l'énergie emportée par les gaz d'échappement et le travail mécanique sur le vilebrequin.

1. DESCRIPTION DU MONTAGE

Un socle a été fabriqué pour la fixation du moteur. Les fixations (par boulons) ont été conçues de façon à coïncider avec les alésages prévus pour la fixation du moteur sur le cadre de la motocyclette. Voir figures III.1.1 (p.38)

Ce moteur est accouplé par une chaîne à rouleaux à une génératrice fixée sur un support. Voir figure III.1.2 (p.38)

L'ensemble support/génératrice/moteur est placé en face de la veine de sortie d'un ventilateur centrifuge à débit variable comme le montre la

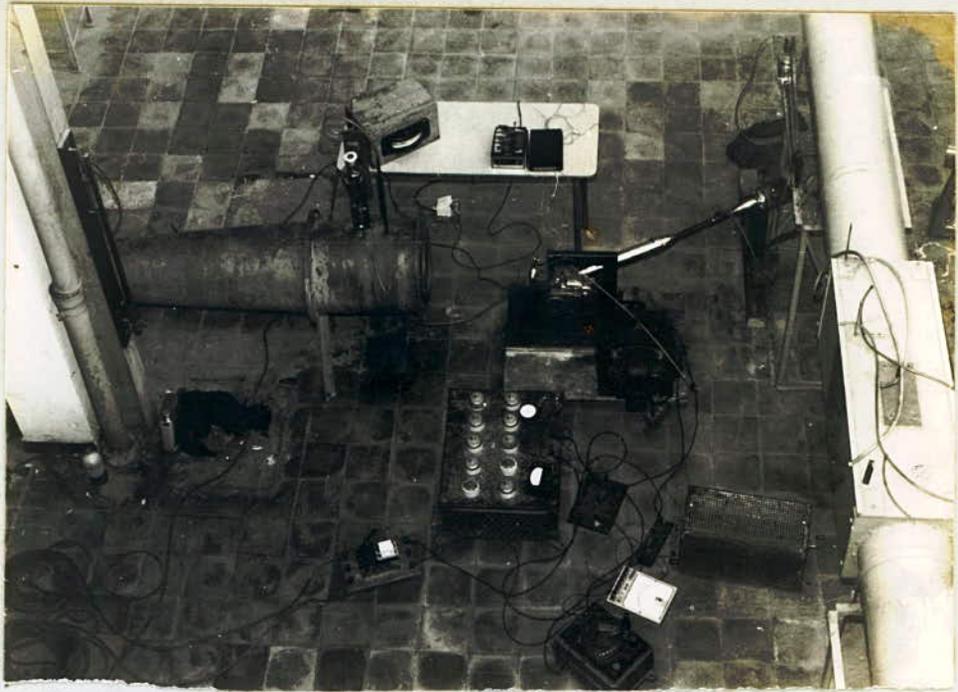
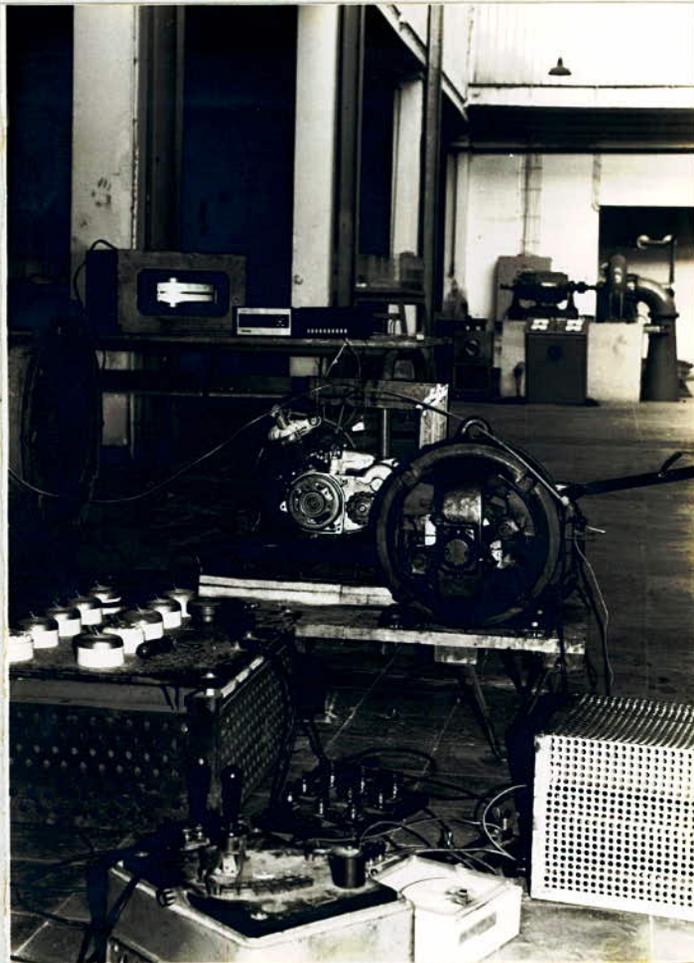


Fig. III.1 - Vue d'ensemble du montage réalisé



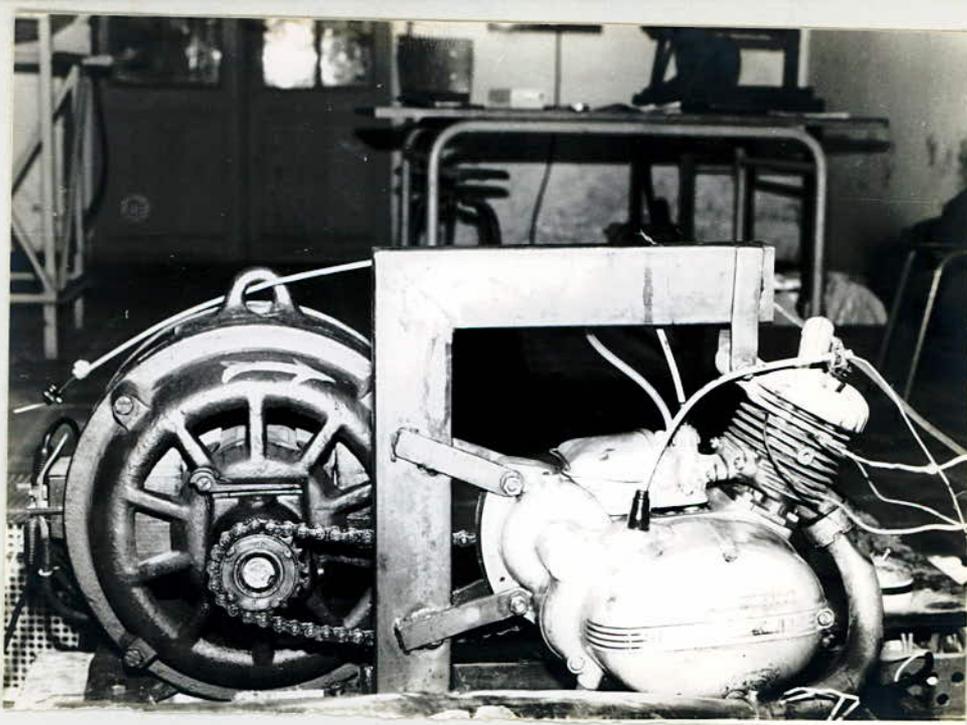


Fig. III.1.1. - Socle

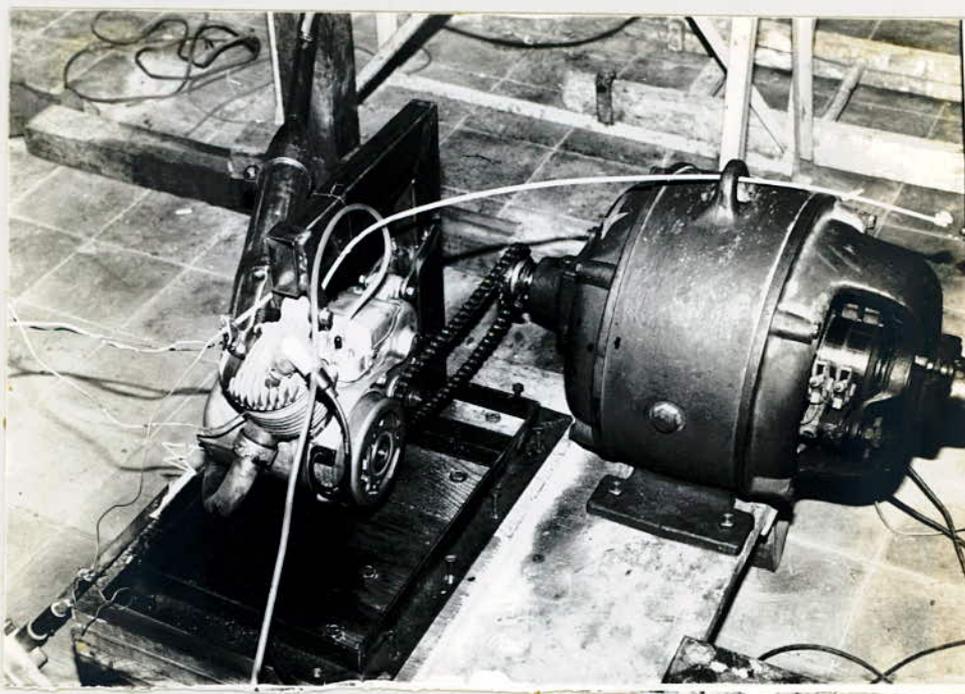


Fig. III.1.2. - Accouplement par chaîne

figure III.1. (p.37)

Pour la mesure des températures du cylindre, on a inséré trois thermocouples " Cuivre - Constantan " à la base de la deuxième ailette du cylindre. Ces thermocouples sont reliés à un adaptateur thermo-électrique. Cet appareil à lecture digitale convertit directement la F.e.m produite dans la soudure des thermocouples en degré Celcius, avec compensation de la soudure froide.

Un bloc de commutation manuelle type BCM1 est adjoint à l'adaptateur thermo-électrique ; son rôle est de sélectionner l'affichage. La figure III.1.3 (p.41) présente ces deux appareils. Le reste de l'appareillage intervenant dans le montage est décrit dans les paragraphes concernant chacun d'eux.

2. MANIPULATION

Les essais sont faits sur un moteur du C.M.G. dont les caractéristiques techniques sont :

- | | |
|--------------------------------|-----------------------------------|
| * Alésage 38 mm | * Taux de compression : 9 |
| * Course 42 mm | * Puissance : 2,5 ch à 5.000 tr/m |
| * Cylindrée 47 cm ³ | |

et auquel on a supprimé la soufflante et toutes les pièces s'y rapportant. Les mesures sont prises pour les nombres de tours du vilebrequin suivants :

N = 3.400 tr/mn N = 4.000 tr/mn N = 5.000 tr/mn N = 6.000 tr/mn
N = 7.000 tr/mn

Pour un nombre de tours fixe, on fait varier la charge du moteur en relevant toutes les variables intervenant dans le calcul des trois énergies précitées. La vitesse de l'air de refroidissement est calculée d'après la vitesse de rotation du pignon de sortie de la boîte à vitesses. Et cela en tenant compte du diamètre du pignon fixé sur la roue de la motocyclette et du rayon de la roue de cette dernière. De cette manière, on obtient la vitesse de déplacement de la motocyclette. Cette vitesse correspond à la vitesse de l'air de refroidissement.

3. ENERGIE DEGAGEE PAR LA COMBUSTION

Elle dépend essentiellement de la quantité de combustible introduite. Connaissant le pouvoir calorifique de l'essence utilisée et le débit massique de combustible, il est facile de déterminer la quantité de chaleur dégagée par la combustion.

Cette-ci est donnée par la formule : $Q_c = P_c \cdot \dot{m}_c$

avec $P_c = 10.500 \text{ Kcal/Kg}$.

Une fiole graduée en millilitres est utilisée comme réservoir d'essence.

Voir figure III.3 (p.41)

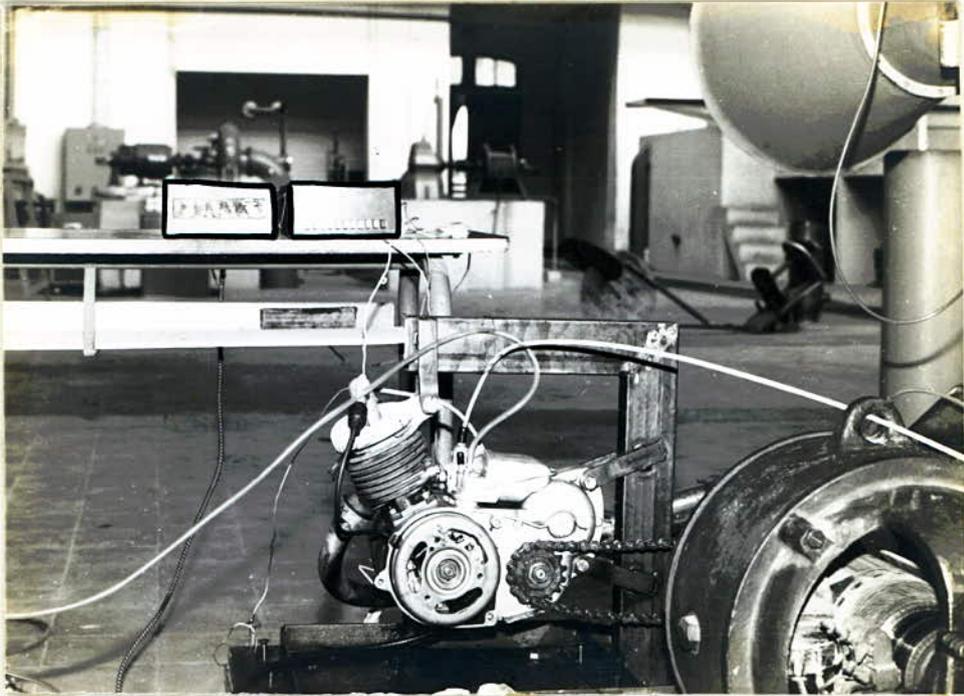


Fig. III.1.3. - Appareil de mesure des températures



Fig III 3 Jiole graduée
en ml.
(Reservoir)

Pour les différents régimes, on mesurera le temps et le volume de combustible.

Le débit massique est obtenu par la formule : $\dot{m}_c = \frac{V_c \rho_c}{t}$

avec $\rho_c = 0,715 \text{ Kg/dm}^3$

Remarque : Lors de l'admission du mélange combustible/air, les lumières d'admission sont fermées avant celles de l'échappement et une certaine quantité de ce mélange est perdue dans l'échappement. De ce fait, le débit de combustible sera supérieur à la quantité réelle de combustible brûlé.

Le tableau III.3 donne les résultats des essais. (p.43)

4. ENERGIE A L'ECHAPPEMENT

L'énergie à l'échappement se subdivise en deux parties :

- l'énergie emportée par les gaz d'échappement,
- la chaleur dissipée par le pôt d'échappement

N = 3400 tr/mm

Charge	temps (s)	Volume (ml)	$\dot{m}_c \cdot 10^3$ (kg/s)	Q_c (W)
0	150	11	0,0702	985
2	117	10	0,0611	1406
4	195	15	0,0550	1090
6	180	10	0,0397	1153
8	218	15	0,0492	1125
10	165	15	0,0650	1175

N = 5000 tr/mm

n	225	30	0,0953	3212
2	150	25	0,1192	3368
4	135	20	0,1059	3698
6	135	15	0,0794	3698
8	150	20	0,0943	3562
10	150	20	0,0952	3676
15	117	20	0,1222	4774
20	113	18	0,1202	4104

N = 7000 tr/mm.

0	101	20	0,1416	6274
2	60	12	0,1296	5298
5	90	25	0,1385	6423

N = 4000 tr/mm

Charge	temps (s)	Volume (ml)	$\dot{m}_c \cdot 10^3$ (kg/s)	Q_c (W)
0	100	20	0,1430	2818
2	300	35	0,0834	2238
4	240	25	0,0745	2362
6	300	10	0,0238	2407
8	240	25	0,0745	2228
10	120	15	0,0894	2508
15	102	12	0,0841	2618
20	114	15	0,0941	2768

N = 6000 tr/mm

0	180	22	0,0874	4514
2	176	20	0,0813	4794
4	95	20	0,1505	4496
5	115	20	0,1243	6122
6	141	25	0,1268	5026
8	228	45	0,1411	4690
10	90	30	0,2383	4746
15	60	35	0,1171	5296
20	132	20	0,1083	5048

Tableau III 3

Energie degagée par la combustion

4.1. Energie emportée par les gaz

On fait le bilan énergétique des gaz entre leur état initial (pression atmosphérique, température ambiante) et leur état final à la sortie du pot d'échappement.

Le premier principe de la thermodynamique pour un système ouvert nous donne :

$$Q_g = \dot{m}_g \cdot c_p \cdot \Delta T = \text{Variation d'enthalpie des gaz.} \\ = \text{chaleur emportée}$$

Dans les calculs effectués, la chaleur massique à pression constante des gaz est assimilée à celle de l'air. Le tableau III.4 (p.45) donne les variations de celle-ci en fonction de la température.

Deux thermomètres, l'un placé dans le pot d'échappement, l'autre au voisinage du montage réalisé, nous donnent respectivement la température des gaz et celle de l'air ambiant.

Pour la mesure du débit, on place un divergent à la sortie du pot d'échappement - voir figure III.4. (p.46) Un tube en U incliné contenant de l'alcool permet de mesurer la différence de pression relative aux deux sections du divergent. Cette donnée sera utilisée pour le calcul de la vitesse d'écoulement des gaz et de là le débit. L'utilisation du tube en U à alcool est

Fig. III - Propriétés physiques de l'air.

T (°C)	ρ (Kg/m ³)	c_p (Kcal/kg°C)	$\mu \times 10^5$ (Kg/ms)	k (Kcal/m°C)
0	1,296	0,240	1,732	0,0208
12	1,245	0,240	1,788	0,0215
38	1,136	0,240	1,910	0,0230
93	0,960	0,241	2,140	0,0259
115	0,910	0,242	2,239	0,0270
120	0,898	0,242	2,262	0,0273
125	0,887	0,242	2,284	0,0275
130	0,875	0,242	2,307	0,0278
135	0,864	0,243	2,329	0,0280
149	0,832	0,243	2,392	0,0287
180	0,777	0,244	2,510	0,0303
190	0,760	0,244	2,549	0,0308
200	0,742	0,245	2,587	0,0313
204	0,735	0,245	2,602	0,0315
210	0,727	0,245	2,625	0,0318
240	0,687	0,246	2,739	0,0334
250	0,673	0,247	2,777	0,0339
260	0,660	0,247	2,815	0,0344
280	0,638	0,248	2,873	0,0354
300	0,615	0,249	2,930	0,0364
318	0,597	0,250	2,976	0,0372
340	0,574	0,251	3,065	0,0384
350	0,565	0,252	3,102	0,0389
371	0,545	0,253	3,180	0,0400
390	0,538	0,253	3,206	0,0404
390	0,538	0,253	3,235	0,0408
427	0,503	0,256	3,341	0,0425
440	0,494	0,257	3,381	0,0431
482	0,465	0,259	3,511	0,0451
500	0,455	0,260	3,562	0,0459
520	0,444	0,261	3,620	0,0467
538	0,434	0,262	3,671	0,0475

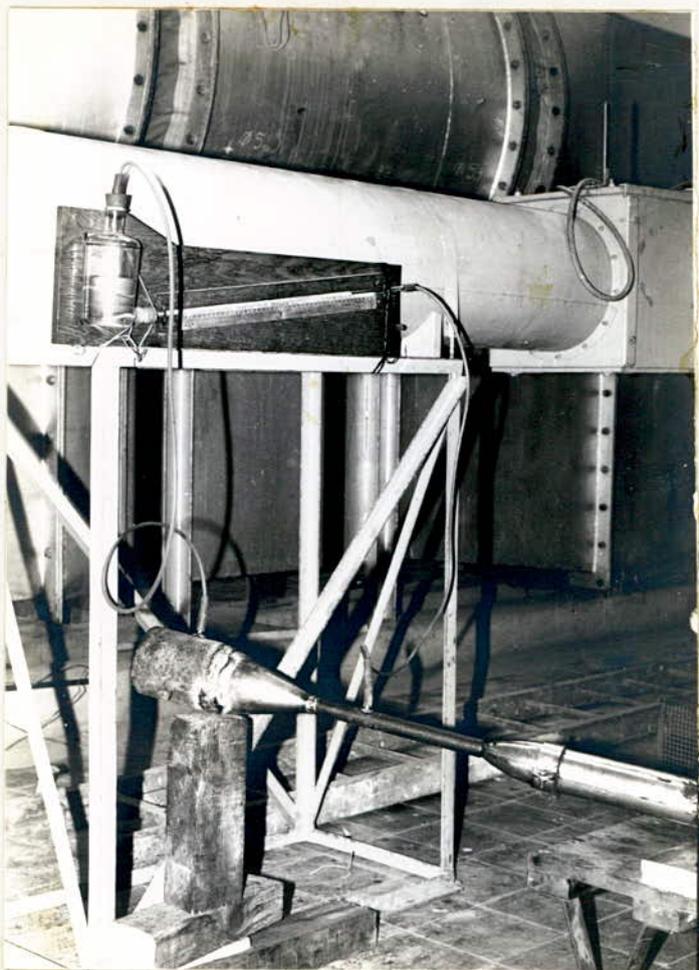


Fig. III.4. - Divergent et tube en U incliné

justifiée par le fait que les débits sont assez faibles. L'inclinaison (de 10%) permet d'avoir une différence de hauteur dix fois plus grande que celle d'un tube en U non incliné.

Calcul du débit :

Dans l'écoulement des gaz dans le divergent, l'équation de Bernoulli donne :

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} \Rightarrow V_1^2 = \frac{2(P_2 - P_1)}{\rho} + V_2^2 \quad (1)$$

La loi de conservation de masse donne :

$$\rho S_1 V_1 = \rho S_2 V_2 \Rightarrow V_2 = \frac{S_1}{S_2} V_1$$

En remplaçant l'expression précédente dans l'équation (1) on a :

$$V_1 = \sqrt{\frac{2(P_2 - P_1)}{\rho g \left[1 - \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^2 \right]}}$$

La différence de pression $P_2 - P_1$ est donnée par la formule :

$$P_2 - P_1 = \rho_{\text{alcool}} \times g \times \Delta H_{\text{alcool}}$$

Le débit massique des gaz a pour expression : $\dot{m}_g = \rho \cdot S_1 \cdot V$

$$\dot{m}_g = C S_1 \sqrt{\frac{2 \rho_{alc} \cdot g \cdot \Delta H_{alc}}{\rho_g \left[1 - \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^2\right]}}$$

Une formule plus simple est obtenue en calculant toutes les constantes :

$$\rho_{alcool} = 835 \text{ Kg/m}^3$$

$$S_1 = 314 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$S_2 = 7854 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$\dot{m}_g = 314 \cdot 10^{-6} \sqrt{1,6409 C \cdot \Delta H}$$

Avec ΔH en dixième de millimètre. Cette grandeur est donnée directement par la lecture sur le tube en U incliné.

La masse volumique des gaz d'échappement ρ_g est prise égale à celle de l'air, les variations en fonction de la température de cette dernière sont données dans le tableau III.4 (p.45)

Les résultats concernant ce paragraphe sont donnés dans le tableau III.4.1 (p.49)

N = 3400 t/mm

Charge	Tg(°C)	ΔH 0,1 mm	$\eta g \cdot 10^3$ (kg/s)	Qg(W)
0	180	2	0,5014	86
2	195	2	0,4959	93
4	204	2,5	0,5452	107
6	210	2	0,4850	98
8	210	2	0,4850	98
10	190	1	0,3507	64

N = 5000 t/mm

0	320	11	1,0308	332
2	350	7	0,7999	285
4	380	8	0,8345	325
6	380	8	0,8345	325
8	375	6	0,7227	277
10	370	10	0,9390	356
15	500	6,5	0,6917	367
20	420	8,5	0,8317	363

N = 7000 t/mm.

0	500	16	1,0853	576
2	395	22,5	1,3903	565
5	470	20,5	1,2449	613

N = 4000 t/mm

Charge	Tg(°C)	ΔH (mm x 10)	$\eta g \cdot 10^3$ (kg/s)	Qg(W)
0	310	5,5	0,7289	227
2	245	6	0,8125	195
4	252	6	0,8083	200
6	259	5,5	0,7663	195
8	240	5,5	0,7819	183
10	280	5,5	0,7535	209
15	340	5,5	0,7147	246
20	300	5,5	0,7819	209

N = 6000 t/mm

0	340	16	1,219	419
2	400	14	1,0967	452
4	390	9	0,8793	353
5	520	12	0,9284	515
6	440	8	0,7996	368
8	400	11	0,9721	400
10	360	32,5	1,7083	629
15	420	23,5	1,3829	604
20	410	20,5	1,2916	550

Tableau III 4-1

Energie emportée par les gaz
d'échappement

4.2. Chaleur dissipée par le pot d'échappement

Les pots d'échappement sont conçus en tôles très minces de façon à dissiper le maximum de la chaleur des gaz. Cette opération aura pour but final d'amoinrir les bruits dus à l'échappement. Le pot d'échappement est composé de trois cylindres de dimensions respectives :

* Cylindre (1)	Dex = 22 mm	L = 30 mm
* Cylindre (2)	Dex = 28 mm	L = 200 mm
* Cylindre (3)	Dex = 65 mm	L = 500 mm

Le flux de chaleur transmis par convection par un cylindre est donné par la formule :

$$Q = h \cdot A (T_p - T_\infty)$$

Pour déterminer la température des parois externes du pot d'échappement, on écrit que le flux qui traverse les parois du cylindre par conduction est égale au flux emporté par convection par l'air déplacé soit :

$$\underbrace{\frac{k A (T_p - T_g)}{\log \frac{r_2}{r_1}} \frac{1}{r_2}}_{\text{flux par conduction}} = \underbrace{A h (T_p - T_\infty)}_{\text{flux par convection}}$$

Les calculs faits ont montré que la température des parois T_p était pratiquement égale à celle des gaz T_g .

Dans les calculs, on prendra donc $T_p = T_g$

Les coefficients de convection respectifs aux trois cylindres sont calculés d'après les données du paragraphe 3 du chapitre II. (p.26)

Le tableau III.4.2 (p.52) résume les résultats.

5. ENERGIE MECANIQUE

Une machine à courant continu est accouplée par une chaîne à rouleaux au pignon de sortie de la boîte à vitesse de notre moteur. Cette machine à courant continu aura deux fonctions : charger le moteur et le mettre en marche.

5.1. Mise en marche du moteur :

Au démarrage, la machine à courant continu fonctionne en moteur électrique et entraîne le moteur sujet de l'étude. Pour cela, on réalise le montage dont le schéma est donné par la figure III.5.1 (p.53) . Ce montage nécessite les appareils suivants :

- un rhéostat de démarrage qui limitera le courant de démarrage du moteur électrique.
- Un rhéostat de champ pour faire varier le courant d'excitation du moteur électrique.
- Un interrupteur à fusibles.

D'autre part, cette machine à courant continu doit être alimentée par une

$N = 3400 \text{ tr/min}$

$N = 4000 \text{ tr/min}$

Charge	$T_{qj}(^{\circ}\text{C})$	$Q_1(\text{W})$	$Q_2(\text{W})$	$Q_3(\text{W})$	$Q_T(\text{W})$	Charge	$T_{qj}(^{\circ}\text{C})$	$Q_1(\text{W})$	$Q_2(\text{W})$	$Q_3(\text{W})$	$Q_T(\text{W})$
0	180	10	72	301	383	0	310	25	191	966	1182
2	195	11	78	328	417	2	245	20	149	755	924
4	204	12	82	344	438	4	252	20	154	778	952
6	210	12	84	355	451	6	259	21	158	800	979
8	210	12	84	355	451	8	240	19	146	739	904
10	190	11	76	319	406	10	280	23	172	868	1063
						15	340	28	210	1063	1301
						20	300	24	184	933	1141

$N = 5000 \text{ tr/min}$

0	320	29	208	1037	1274
2	350	32	229	1138	1399
4	380	35	249	1240	1524
6	380	35	249	1240	1524
8	375	35	246	1223	1504
10	370	34	242	1206	1482
15	500	46	330	1644	2020
20	420	39	276	1374	1689

$N = 6000 \text{ tr/min}$

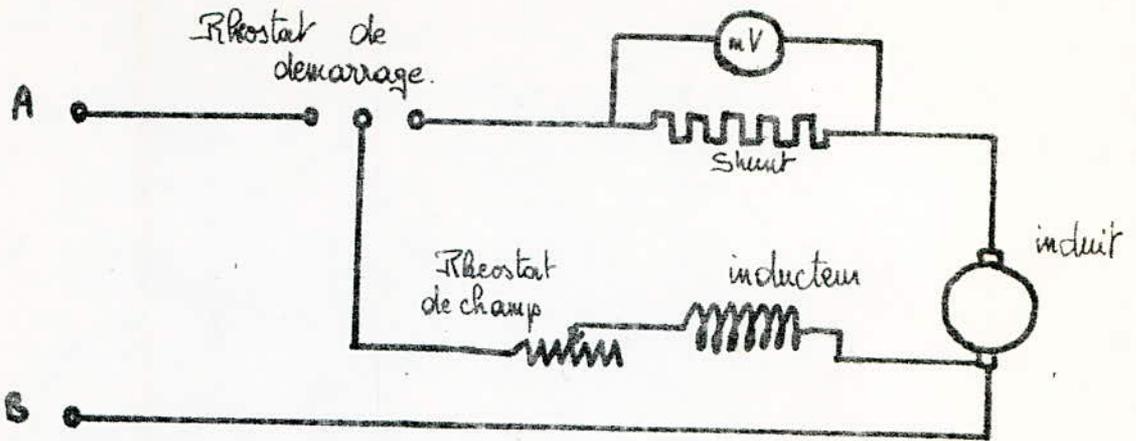
0	340	40	290	1315	1645
2	400	47	343	1555	1945
4	390	46	334	1515	1895
5	520	62	448	2036	2546
6	440	52	378	1715	2145
8	400	47	343	1555	1945
10	360	42	307	1395	1744
15	420	49	360	1635	2044
20	410	48	351	1595	1994

$N = 7000 \text{ tr/min}$

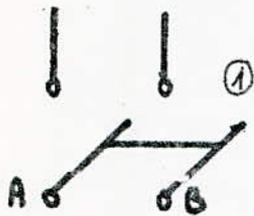
0	500	70	510	2330	2910
2	395	55	400	1829	2284
5	470	66	478	2187	2731

Tableau III 4-2

Chaleur dissipée par convection
par le pot d'échappement



circuit d'alimentation



- ① fonctionnement moteur
- ② fonctionnement generateur.

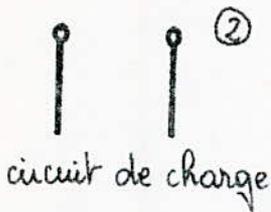
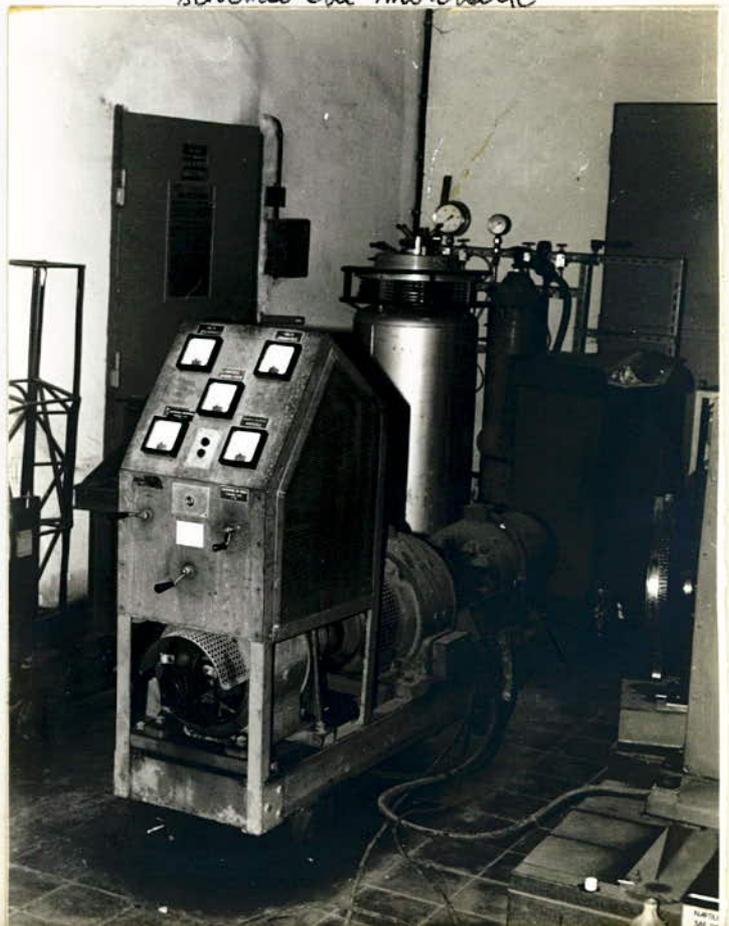


Fig: III 5-1.
schema du montage

Fig III 5-2

Groupe
Moteur asynchrone generateur



tension continue de 48 V. Cette source n'étant pas courante, il nous a fallu la puiser d'un groupe " Moteur asynchrone génératrice " représenté sur la figure III.5.2 (p.53) Ce groupe alimente en courant continu, tension variable un ventilateur centrifuge qui nous servira à simuler l'air déplacé.

5.2. Circuit de charge :

Après le démarrage de notre moteur, la machine à courant continu fonctionne en génératrice. Le circuit d'alimentation de cette machine est coupé par un inverseur. Le circuit de charge est constitué des appareils de mesure de la puissance débitée par la génératrice et de deux boites de charge. Celles-ci sont composées de résistances montées en parallèle. La variation de la charge se fait par des interrupteurs.

5.3. Mesure de la puissance :

On mesure le courant I débité par la génératrice par un ensemble " shunt-millivoltmètre ". Cet appareillage est nécessaire vu que les courants débités sont de l'ordre de 20 A. La tension aux bornes de la charge est donnée par un voltmètre.

La puissance fournie par la génératrice est : $P = U.I$ Cette puissance électrique est, aux différents rendements près intervenant dans le montage, la puissance utile sur le vilbrequin. Les rendements sont : celui de la boite à vitesse, celui de la chaîne à rouleaux et celui de la génératrice.

La boîte à vitesse comporte deux couples de pignons avec un arbre intermédiaire. Le rendement de chaque couple est de 0,92. Le rendement de la boîte à vitesse sera donc $\eta = (0,92)^2 = 0,846$

Le rendement de la chaîne à rouleaux est $\eta = 0,75$

Rendement de la génératrice : Pour de telles machines, le rendement dépend de la vitesse de rotation du rotor et du type. Chaque génératrice ou moteur électrique possède sa propre courbe de rendement.

La génératrice utilisée dans le montage étant une vieille machine récupérée, on ne dispose pas de sa courbe de rendement. Le rendement est donc estimé d'après les données suivantes :

- Lorsque la génératrice tourne au nombre de tours nominal, soit 1.200 tr/mn, le courant débité est de l'ordre de 26 A, le rendement est dans ce cas de l'ordre de 0,85.
- Pour un courant de l'ordre du tiers du courant nominal, le rendement est de l'ordre de 0,65
- Pour un courant de l'ordre de la moitié du courant nominal, le rendement est de l'ordre de 0,75.

Après ces données, on trace la courbe du rendement en fonction du courant débité de façon à avoir un rendement pour les différents courants mesurés. Voir figure III.5.3 (p.56) Les résultats concernant ce paragraphe sont donnés dans le tableau III.5 (p.57)

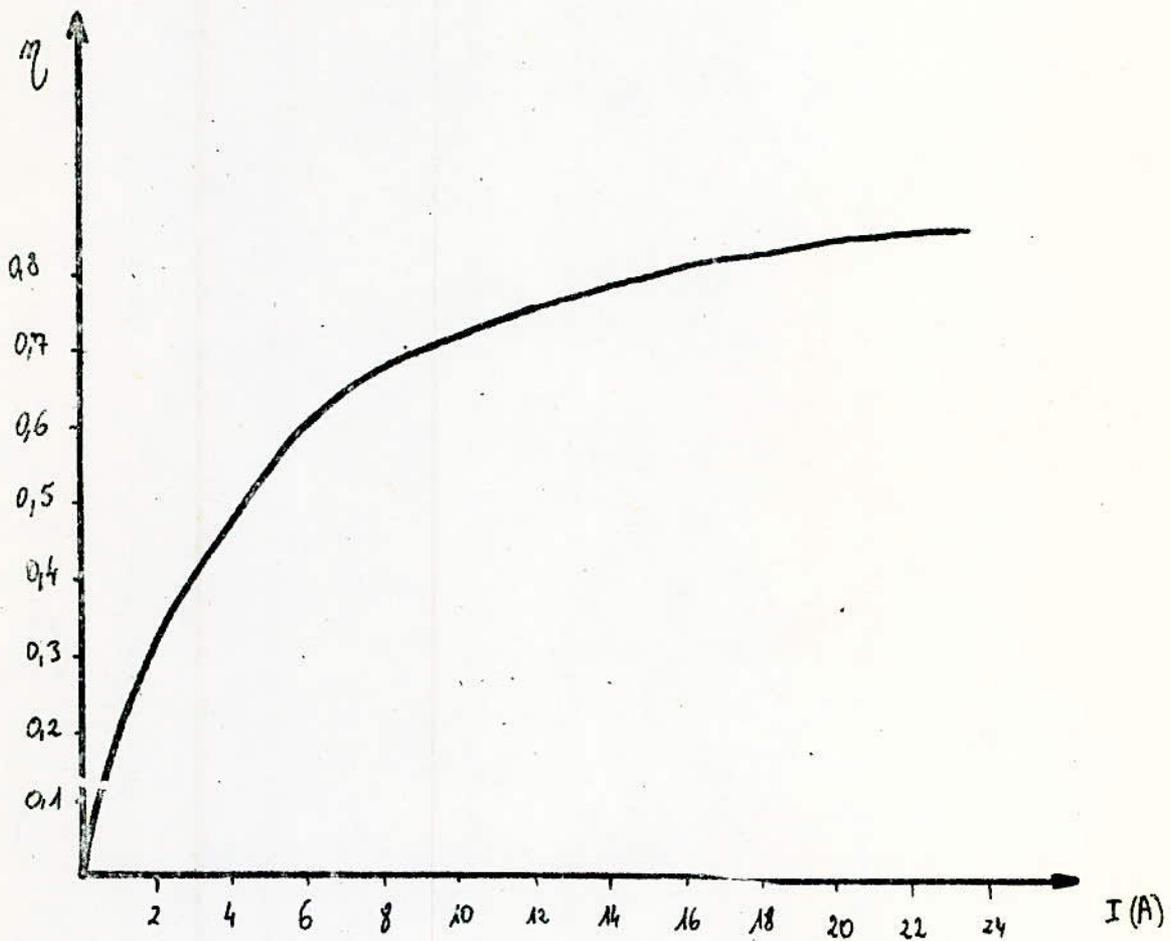


Fig: III 5-2 Courbe de rendement de la génératrice.

N = 3400 t/mm

N = 4000 t/mm

Charge	U (V)	I (A)	P = UI (W)	η_T	W (W)	Charge	U (V)	I (A)	P = UI (W)	η_T	W (W)
0	14,5	1,88	27,3	0,171	160	0	20,5	2,75	56,4	0,222	254
2	13	2,75	35,8	0,216	166	2	22,5	4,5	101,3	0,286	354
4	12	3,4	40,8	0,241	169	4	19,4	5,5	106,7	0,324	329
6	11,5	4,25	48,9	0,273	179	6	17,8	6,5	115,7	0,356	325
8	11	4,95	54,5	0,311	175	8	16,25	7,4	120,3	0,375	321
10	10	6,65	66,5	0,362	184	10	15,9	8,25	131,2	0,387	339
						15	15,5	14,25	220,9	0,445	496
						20	14,5	14,5	210,3	0,451	466

N = 5000 t/mm

N = 6000 t/mm

0	30	3,5	105	0,254	413						
2	29	5,75	166,8	0,337	495	0	37,5	3,75	140,6	0,26	541
4	27	7,5	202,5	0,381	531	2	34	6,25	212,6	0,387	549
6	25	9	225,0	0,40	563	4	31,5	8,75	275,6	0,40	689
8	23	10,25	235,8	0,406	581	5	28,5	9,5	270,8	0,406	667
10	21,5	11,25	241,9	0,425	569	6	30,5	10,75	327,9	0,419	783
15	24,75	14	346,5	0,445	779	8	29	12,5	362,5	0,438	828
20	23	15	345,0	0,457	755	10	31	17	527	0,47	1121
						15	34	17,5	595	0,47	1266
						20	27,5	19	522,5	0,476	1098

N = 7000 t/mm

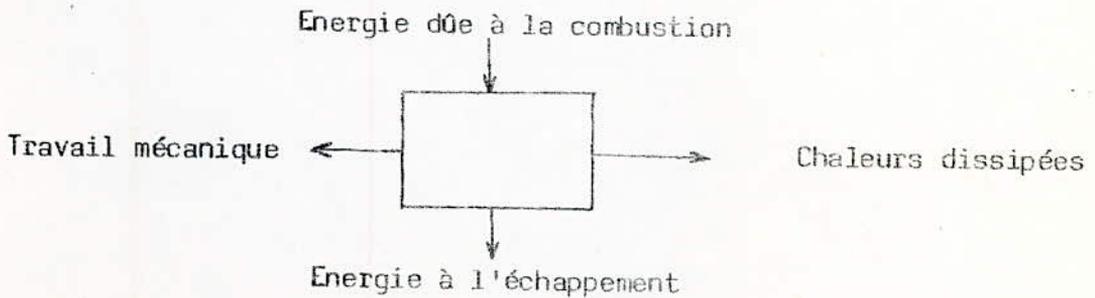
0	34,5	4,75	163,9	0,311	527
2	42	5,5	231	0,33	700
5	36,25	12,5	453,1	0,40	1133

Tableau III - 5
Energie mecanique

IV - ANALYSE DES RESULTATS

1. BILAN ENERGETIQUE

Le chapitre précédent nous a permis d'évaluer suivant le nombre de tours de vilbrequin, l'énergie dégagée par la combustion, l'énergie mécanique et l'énergie à l'échappement. Comme le montre le schéma suivant, le bilan énergétique permet d'obtenir l'énergie transmise aux parois.



Les résultats de ce bilan sont résumés dans le tableau IV.1.(p.60). Il ressort de ce bilan que l'énergie perdue en chaleur par les parois croît avec la vitesse de rotation du vilebrequin et avec la charge.

Le paragraphe qui suit concerne le calcul de la chaleur transmise par le cylindre moteur et sa culasse. La comparaison de ces deux derniers résultats nous permettra d'avoir une appréciation sur le comportement thermique du cylindre, et de la culasse.

2. CHALEUR DISSIPÉE PAR LE CYLINDRE ET LA CULASSE

La formule globale exprimant le flux de chaleur transmis par convection est $Q = hA \Delta T$.

Le flux concerne une surface quelconque. Pour une surface ailettée, le flux de chaleur obtenu par la formule précédente doit être multiplié par le rendement de la surface ailettée considérée. Le paragraphe 2 du chapitre 11 (p.17) donne les détails.

2.1. Calcul des coefficients de convection :

Dans le calcul du coefficient de convection h , le cylindre moteur est assimilé à un cylindre de diamètre $D1 = 69$ mm. Ce diamètre est la moyenne arithmétique du diamètre extérieur des ailettes et du diamètre à la base. De la même manière, la culasse est assimilée à un cylindre de diamètre $D2 = 51$ mm.

N = 3400 tr/min

Range	Qc(W)	W(W)	Qe(W)	Qp(W)
0	985	160	469	356
2	1406	166	703	537
4	1090	169	545	376
6	1153	179	549	425
8	1125	175	549	401
10	1175	184	570	521

N = 5000 tr/min

0	3212	413	1606	1193
2	3363	495	1684	1189
4	3698	531	1849	1318
6	3698	563	1849	1286
8	5502	581	1781	1200
10	3676	569	1838	1269
15	4774	779	2387	1608
20	4104	755	2052	1297

N = 7000 tr/min

0	6272	725	3486	2061
2	5298	800	2849	1649
5	6423	1133	3344	1946

N = 4000 tr/min

charge	Qc(W)	W(W)	Qe(W)	Qp(W)
0	2818	254	1409	1155
2	2238	354	1119	765
4	2362	329	1152	881
6	2407	325	1174	908
8	2228	321	1087	820
10	2608	339	1272	997
15	2618	436	1277	845
20	2768	466	1350	952

N = 6000 tr/min

0	4110	541	2055	1514
2	4794	549	2397	1848
4	4496	689	2248	1559
5	6122	667	3061	2394
6	5026	783	2513	1730
8	4690	823	2345	1522
10	4746	1121	2373	1252
15	5296	1266	2648	1382
20	5048	1098	2524	1426

Tableau IV 1
Bilan énergétique.

Le tableau IV.2.1 (p.62) donne les coefficients de convection d'après la vitesse de l'air de refroidissement.

2.2. Calcul de l'efficacité de la surface ailetée.

Le calcul de l'efficacité des ailettes nécessite la connaissance de la longueur, de l'épaisseur à la base, de la conductivité thermique des ailettes et du coefficient de convection.

Les ailettes du cylindre sont en fonte de conductivité thermique

$$k = 47,3 \text{ Kcal/h m}^\circ\text{C} = 1,314 \times 10^{-2} \text{ Kcal/m}^\circ\text{C à } 100^\circ\text{C}$$

Elles ont pour longueur $L = 22 \text{ mm}$, pour épaisseur à la base $t = 3,5 \text{ mm}$. Pour les ailettes de la culasse, les données sont les suivantes :

$$k \text{ (alliage d'aluminium)} = 178 \text{ Kcal/h m}^\circ\text{C} = 4,944 \times 10^{-2} \text{ Kcal/m}^\circ\text{C à } 100^\circ\text{C}$$

$$L = 20 \text{ mm} \quad t = 3 \text{ mm}$$

Avec ces données et en utilisant les figures II.1.3 on détermine l'efficacité des ailettes considérées. L'efficacité globale du cylindre et de la culasse est donnée par la formule :

$$\eta_T = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f)$$

formule citée dans le paragraphe 1 du chapitre II. (p.24)

Les surfaces mesurées sont :

- Cylindre	$A = 47 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$	$A_f = 41,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$
- Culasse	$A = 50,710^{-3} \text{ m}^2$	$A_f = 43,3 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$

Les résultats obtenus sont donnés par le tableau IV.2.1 (

Tableau IV 2-1 Coefficients de convection
et efficacités

N	$h_{\text{cylindre}} \text{ (kcal/}^{\circ}\text{C}^2)$	$h_{\text{culane}} \text{ (kcal/}^{\circ}\text{C}^2)$	η_{cylindre}	η_{culane}
3400	$5,394 \times 10^{-3}$	$6,48 \cdot 10^{-3}$	0,93	0,98
4000	$9,744 \cdot 10^{-3}$	$1,224 \cdot 10^{-2}$	0,89	0,97
5000	$1,131 \cdot 10^{-2}$	$1,32 \cdot 10^{-2}$	0,89	0,97
6000	$1,218 \cdot 10^{-2}$	$1,344 \cdot 10^{-2}$	0,87	0,97
7000	$1,305 \cdot 10^{-2}$	$1,404 \cdot 10^{-2}$	0,86	0,96

6

Le tableau IV.2.2 donne les résultats concernant la chaleur transmise par le cylindre et la culasse. (p.64)

Sur ce tableau, T_m est la moyenne des températures données par les trois thermocouples placés sur le cylindre. Cette même température sera prise pour le calcul du flux de chaleur transmis par la culasse.

3. CHALEUR DISSIPÉE PAR LE CARTER MOTEUR

Bien qu'il soit à une température assez basse, étant donné sa grande surface, le carter moteur dissipe de la chaleur par convection et par rayonnement.

Dans la détermination du coefficient de convection, d'après les dimensions du carter, on assimile ce dernier à un cylindre de diamètre $\varnothing = 200$ mm de longueur $L = 200$ mm. Le coefficient de convection est déterminé d'après la figure II.3.3. relative à l'écoulement de l'air perpendiculairement à un cylindre. (p.32)

4. COMPORTEMENT THERMIQUE EN RÉGIME RALENTI

Le régime ralenti, véhicule à l'arrêt, est un des points particuliers du fonctionnement étant donné que la vitesse de l'air de refroidissement est nulle. A ce régime, on ne peut pas faire le bilan énergétique étant donné qu'on ne peut pas mesurer l'énergie mécanique sur le vilebrequin. Ceci est dû au fait

$N = 3400 \text{ t/mm}$

Charge	$T_m(^{\circ}\text{C})$	$Q_{cy}(W)$	$Q_{cu}(W)$	$Q_r(W)$
0	105	99	128	227
2	108	102	132	234
4	109	103	133	236
6	110	104	135	239
8	102	95	124	219
10	97	90	117	207

$N = 4000 \text{ t/mm}$

Charge	$T_m(^{\circ}\text{C})$	$Q_{cy}(W)$	$Q_{cu}(W)$	$Q_r(W)$
0	116	199	270	469
2	85	140	199	329
4	84	138	187	325
6	88	145	197	342
8	83	136	184	320
10	111	190	257	447
15	101	170	231	401
20	80	130	176	306

$N = 5000 \text{ t/mm}$

0	96	187	235	422
2	103	202	255	457
4	103	202	255	457
6	107	211	266	477
8	111	220	277	497
10	108	213	269	482
15	115	229	288	517
20	118	236	297	533

$N = 6000 \text{ t/mm}$

0	81	165	197	362
2	87	179	214	393
4	88	182	216	398
5	94	196	234	430
6	90	187	222	409
8	90	187	222	392
10	83	170	202	372
15	87	179	214	393
20	97	203	242	445

$N = 7000 \text{ t/mm}$

0	110	251	292	543
2	75	162	187	349
5	77	167	193	360

Tableau IV - 22

Chaleur dissipée par convection
par le cylindre et la culasse.

Tableau IV 4
Chaleur dissipée par le carter moteur

N (tr/min)	V air (m/s)	T (°C)	T (°K)	h (Kcal/m ² s)	Q _c (W)	Q _r (W)	Q _T (W)
3400	2,80	25	298	6,044 · 10 ⁻³	62	14	76
4000	6,85	30	303	8,389 · 10 ⁻³	119	20	139
5000	7,91	35	308	9,97 · 10 ⁻³	181	26	207
6000	8,39	40	313	15,42 · 10 ⁻³	340	32	372
7000	9,69	45	318	25,18 · 10 ⁻³	655	39	694

Q_c = chaleur dissipée par convection

Q_r = chaleur dissipée par rayonnement

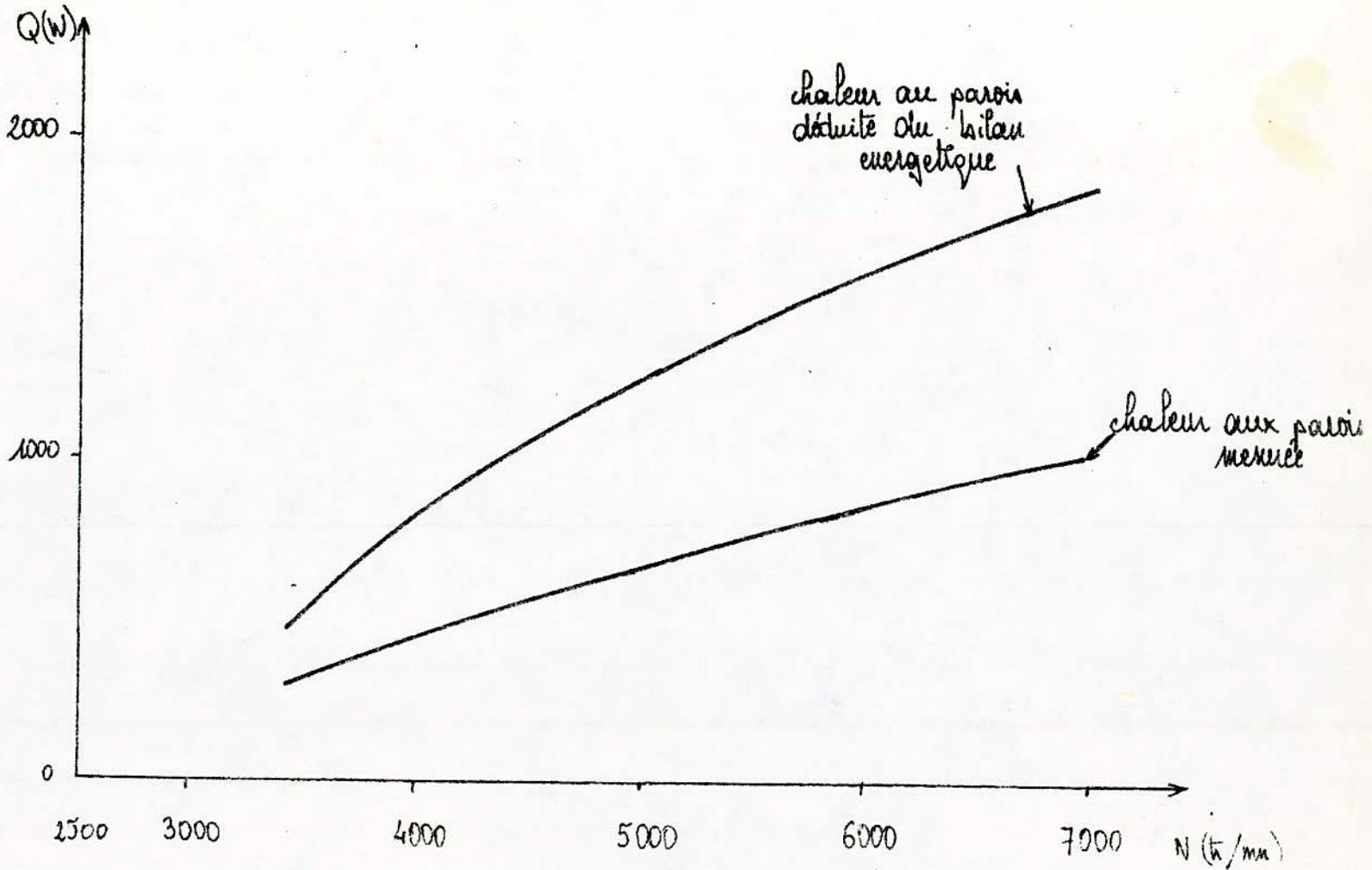
6

que le pignon de sortie de la boîte à vitesse auquel est accouplée la dynamo est fixe à ce régime. Néanmoins, pour une appréciation du comportement thermique du moteur, on a procédé à des essais qui consistent à relever les températures du cylindre après une assez grande durée de fonctionnement. Les mesures relevées montrent que pour des durées de fonctionnement de l'ordre de 20 minutes, les températures atteignent 120°C , valeurs admissibles.

5. COMPARAISON DES RESULTATS

Comme la chaleur transmise aux parois varie peu avec la charge, on a calculé la chaleur transmise moyenne pour les différents régimes. Ceci nous permet de tracer la courbe de la figure IV.3 (p.67) où figurent la chaleur aux parois déduite du bilan énergétique et celle donnée par les mesures.

Fig IV 3 Comparaison des résultats



V - CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS

1. CONCLUSION

En examinant les courbes de la figure IV.3 on remarque que l'écart entre elles est assez important et qu'à priori les ailettes du cylindre et de la culasse sont inadéquates. Cependant certaines considérations nous permettent de dire que cet écart est en réalité moins important.

1.1. Comme cité au paragraphe 3 du chapitre III le débit de combustible mesuré est supérieur à la quantité réelle de combustible brûlée. Cette erreur fait que l'énergie Q_c calculée est un peu exagérée, ce qui implique d'après le bilan une énergie Q_p déduite plus importante.

1.2. Par manque de temps, les essais n'ont été faits que sur le cylindre. Dans le calcul du flux transmis par la culasse, on a considéré les

températures prises sur le cylindre. Considération qui introduit une certaine erreur étant donné que les flux peuvent varier d'une façon importante d'un point à un autre du moteur et que les culasses sont conçues de façon à évacuer 80 % de la chaleur aux parois.

Il ressort de ces remarques, que la chaleur aux parois déduite du bilan énergétique est majorée alors que celle mesurée est minorée.

D'autre part, en examinant les températures du tableau IV.2, on remarque qu'elles sont bien au dessous des limites et cela quelque soit le régime de fonctionnement. Cela nous prouve que le moteur actuel, sans ventilateur, a un bon comportement thermique.

2. RECOMMANDATIONS

La méthode employée est une méthode d'approche pour le problème considéré. Elle permet une appréciation des quantités de chaleur à évacuer. Pour le dimensionnement des ailettes, une méthode plus précise est nécessaire. On recommande la méthode dite " par appoint d'eau " qui est basée sur le même principe que celle traitée dans cet ouvrage. D'autre part, les essais ayant été faits à une température ambiante de 12°C, une étude expérimentale qui simulera les conditions de l'été fournira de meilleures informations que la présente.

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

- * THERMODYNAMIQUE APPLIQUEE AUX MACHINES
R. VICHNIEVSKY - Masson and Cie

- * REVUE GENERALE DE LA THERMIQUE
Mai 1981

- * TECHNIQUE DE L'INGENIEUR
1977

- * ENCYCLOPEDIE DES SCIENCES INDUSTRIELLES
QUILLET

- * TRANSMISSION DE LA CHALEUR
W.H.Mc ADAMS

- * TRANSMISSION DE LA CHALEUR ET THERMODYNAMIQUE
F. KREITH

