

22/88

وزارة التعليم العالي

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

المدرسة الوطنية للتكنولوجيا
BIBLIOTHEQUE - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

ETUDE DE REFROIDISSEMENT

DU

MOTEUR F4L912

Proposé par :

BENBRAIKA MOHAMED

Etudié par :

TALAMALI MOHAMED

Dirigé par :

BENBRAIKA MOHAMED

PROMOTION :

JANVIER 1988

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

ETUDE DE REFROIDISSEMENT
DU
MOTEUR F4L912

Proposé par :
BENBRAIKA MOHAMED

Etudié par :
TALAMALI MOHAMED

Dirigé par :
BENBRAIKA MOHAMED

PROMOTION :
JANVIER 1988

Ministère de l'enseignement supérieur

وزارة التعليم العالي

École nationale polytechnique

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

Departement: Genie mecanique

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة - BIBLIOTHEQUE
École Nationale Polytechnique

مصباحة: ميكانيك

Promoteur: M Ben Braika

موجه: بني بريك

Eleve ingenieur: Talamali

تلميذ مهندس: تالمالي

الموضوع: دراسة تبريد محرك F4L912.
الملخص: لقد قمنا بعرض ملخص حول طريقتي تبريد محركات الديزل بالماء
وبالهواء.

كما قمنا بتطبيق دراسة تبريد على المحرك F4L912 ببرك
المحركات (فستينية) في حالتها تخزينية عادية ومفترطة.

Sujet: Étude de refroidissement du moteur F4L912.

Resumé: Nous avons exposé un resumé sur deux (02) modes de refroidissement des moteurs Diesel à savoir par air et par eau. Nous avons appliqué l'étude de refroidissement au moteur F4L912 du complexe moteur-tracteur de Constantine (PMA-CMT) dans les cas non-suralimenté et suralimenté.

Subject: Study of cooling on F4L912 engine.

Abstract: A summary have been introduced about two (02) cooling modes for Diesel engine namely, water cooling and air cooling. This study has been carried out on a F4L912 type, charged, turbocharged engines of the Constantine (PMA-CMT) "Moteur. tracteur"

REMERCIEMENTS

Je remercie tout d'abord mon promoteur Mr BENBRIKA pour son suivi et ses conseils durant toute la période de préparation de mon projet de fin d'études.

Je tiens aussi à exprimer ma reconnaissance à toutes les personnes qui m'ont apporté leur aides à l'élaboration de ce travail en particulier :

- Mr BABA Aïssa : Chef de département moteur -I.A.P.-
- Mr BENHADID : Professeur à l'I.A.P
- Aux enseignants et professeurs qui ont contribué pour ma formation d'ingénieur.
- Au bureau d'étude du complexe moteur-traacteur.
- Aux travailleurs de l'E.CO.G.U.Zemmouri

Mes remerciements vont enfin à toutes les personnes qui m'ont apporté leurs concours.

DES REMERCIEMENTS

DEDICACES

JE DEDIE CE MODESTE TRAVAIL

- A la mémoire de mon père
- A ma mère pour sa bonté et sa peine
- A tous les membres de ma famille
- A SAMIA AMINA AMAR et OMAR
- Au frère S.BADIR et sa femme FATIHA
- A tous mes sincères amis sans oublier M.GACI

TABLE DES MATIERES



I - CHAPITRE I : INTRODUCTION

1- Généralités sur les moteurs.....	1
2- Evolution thermodynamique du diésel.....	2
3- Cycle du moteur diésel.....	4
4- Caractères généraux.....	5
5- Rentabilité d'un moteur.....	5
6- Objectif de l'étude.....	8

II - CHAPITRE II : LE REFROIDISSEMENT PAR EAU

1- Notion générale.....	9
2- Différents types de refroidissement par eau.....	11
3- Les éléments du système de refroidissement.....	14
4- La régulation de la température.....	16
5- Méthode de calcul de la quantité de chaleur évacuée.....	17
6- Les moyens d'amélioration du refroidissement.....	27
7- La solution technologique.....	29
8- La pompe et le radiateur.....	32
9- La fatigue du métal dû à l'écoulement de la chaleur.....	39

III - CHAPITRE III : LE REFROIDISSEMENT PAR AIR

1- Généralités.....	41
2- Echange de chaleur entre le gaz chaud et l'air.....	41
3- Transmission de la chaleur dans une ailette droite.....	43
4- Ailette de fût de cylindre.....	47
5- Les dispositions.....	51
6- Les moyens d'améliorer le refroidissement.....	51
7- Ventilateur.....	54
8- Etude comparative.....	55
9- Complément sur le refroidissement.....	56

// HAPITRE // : CALCUL DE TRANSFERT DE CHALEUR DU MOTEUR

1- *Fiche technique du moteur.....	58
2- Quantité de chaleur évacuée par le moteur non-suralimenté.....	59
3- 2 exemples de transmission de la chaleur dans une ailette du cylindre et de la culasse.....	61
4- Cas suralimenté.....	62

// HAPITRE // : CONCLUSION ET RECOMMANDATION.....63

PRINCIPAUX FIGURES

FIG.01	Conception initiale du RUDOLPH DIESEL	03
FIG.02	Diagramme pratique	05
FIG.03	Répartition d'énergie introduite dans un moteur diésel non-suralimenté	10
FIG.03	Système à thermossiphon	12
FIG.04	Système à circulation forcée	12
FIG.05	Circuit de refroidissement pour moteur diésel suralimenté	13
FIG.06	Vue éclatée d'une pompe à eau	15
FIG.07	Evolution de la température T_1 des gaz dans le cylindre	19
FIG.08	Détermination de T_{im} des gaz	25
FIG.09	Amortissement des températures dans l'épaisseur de la paroi	25
FIG.10	Chemise de moteur diésel comportant une jaquette	30
FIG.11	Température de la chemise avec ou sans jaquette en fonction de la température de l'eau à l'entrée du moteur	31
FIG.12	Rainures de circulation sur la paroi interne d'une chemise de moteur diésel	31
FIG.13	Coefficient de perte de charge des tubes du commerce	33
FIG.13	Tube	38
FIG.14	Régime établi et non-établi	38
FIG.15	Coude	38
FIG.17	Calcul de α	38
FIG.18	Calcul de β	38
FIG.19	Soufflante d'air de refroidissement	42
FIG.20	Evacuation d'air de refroidissement	42
FIG.21	Guidage d'air de refroidissement	43
FIG.22	Coefficient de transmission thermique.	43
FIG.23	Coefficient de transmission thermique en fonction de la vitesse de l'air, de la forme et du pas des ailettes	44
FIG.24	Ailette droite	49
FIG.25	Ailette de fût de cylindre	49
FIG.26	Profil trapézoïdale de l'ailette en fonction de la vitesse de l'air.	52

T A B L E A U

1/	Mis en valeur de l'influence de l'épaisseur de la paroi et la vitesse de l'eau C sur la température de la paroi interne.	31
2/	Viscosité en fonction de la température.	33
3/	Valeurs numériques des fonctions de BESSEL.	50

1) GENERALITES SUR LES MOTEURS

Le moteur thermique est un appareil qui transforme l'énergie thermique en énergie mécanique. Ces moteurs ^{qui} produisent eux-mêmes l'énergie nécessaire à leur fonctionnement sont actuellement les plus répandus dans l'industrie des moyens de transport et traction d'automobile. L'air et le combustible sont aspirés dans le cylindre séparément.

Le mouvement alternatif du piston crée une dépression qui permet l'introduction de l'air dans le cylindre, par contre le combustible n'y est injecté qu'en fin de compression, et que son inflammation n'est pas commandée par un dispositif d'allumage comme pour le moteur à essence, mais se produit spontanément en raison de la température élevée à laquelle l'air se trouve porté par une compression énergétique.

Ce combustible doit être dépourvu d'impuretés pour éviter la détérioration des organes internes du moteur, et injecté dans le cylindre à l'aide des organes suivants:

- Un injecteur assurant une forte pression de l'ordre de 100 bars à 300 bars au combustible selon le type de moteur et commandé par une pompe d'injection reliée directement par engrenage au vilebrequin. L'explosion ainsi produite dégage une forte quantité de Chaleur.

Une partie de cette quantité de chaleur est évacuée par le système de refroidissement à eau ou à air.

Le principe de calcul du système de refroidissement à eau est le même dans le cas du moteur non-suralimenté ou suralimenté, ainsi que pour le système de refroidissement à air. Mais l'expérience a montré que la quantité de chaleur évacuée par le système de refroidissement du moteur non-suralimenté est différente de celle du moteur suralimenté.

Le but de notre étude est d'envisager une solution adéquate pour le refroidissement des organes chauds tels que la culasse, le cylindre.....etc pour l'appliquer au moteur diésel F4L 912 suralimenté, qui, auparavant était un moteur diésel non-suralimenté refroidis à air.

2) EVOLUTION THERMODYNAMIQUE DU DIESEL (2)&(3)

(2)

L'idée initiale du diésel était exposée par RUDOLPH DIESEL dans "PROJET ET THEORIE D'UN MOTEUR THERMIQUE".

Ce type de moteur a pour but de remplacer les machines à vapeur.

Le cycle de base étant le cycle de Carnot, comporte quatre phases principales (voir fig. 1)

- 1- Compression isotherme.
- 2- Compression adiabatique allant jusqu'à la température suffisante pour permettre l'inflammation du combustible.
- 3- Combustion isotherme.
- 4- Détente adiabatique qui ramène le système à la température et pression initiales.

Le rendement du cycle est meilleur, le combustible recommandé est solide pour permettre une combustion progressive; mais le cycle a été abandonné, vu que la pression maximum est trop élevée, remplacé par le cycle dit "cycle simplifié" comportant une compression adiabatique limitée par une pression maximum de l'ordre de 70 kg/cm^2 .

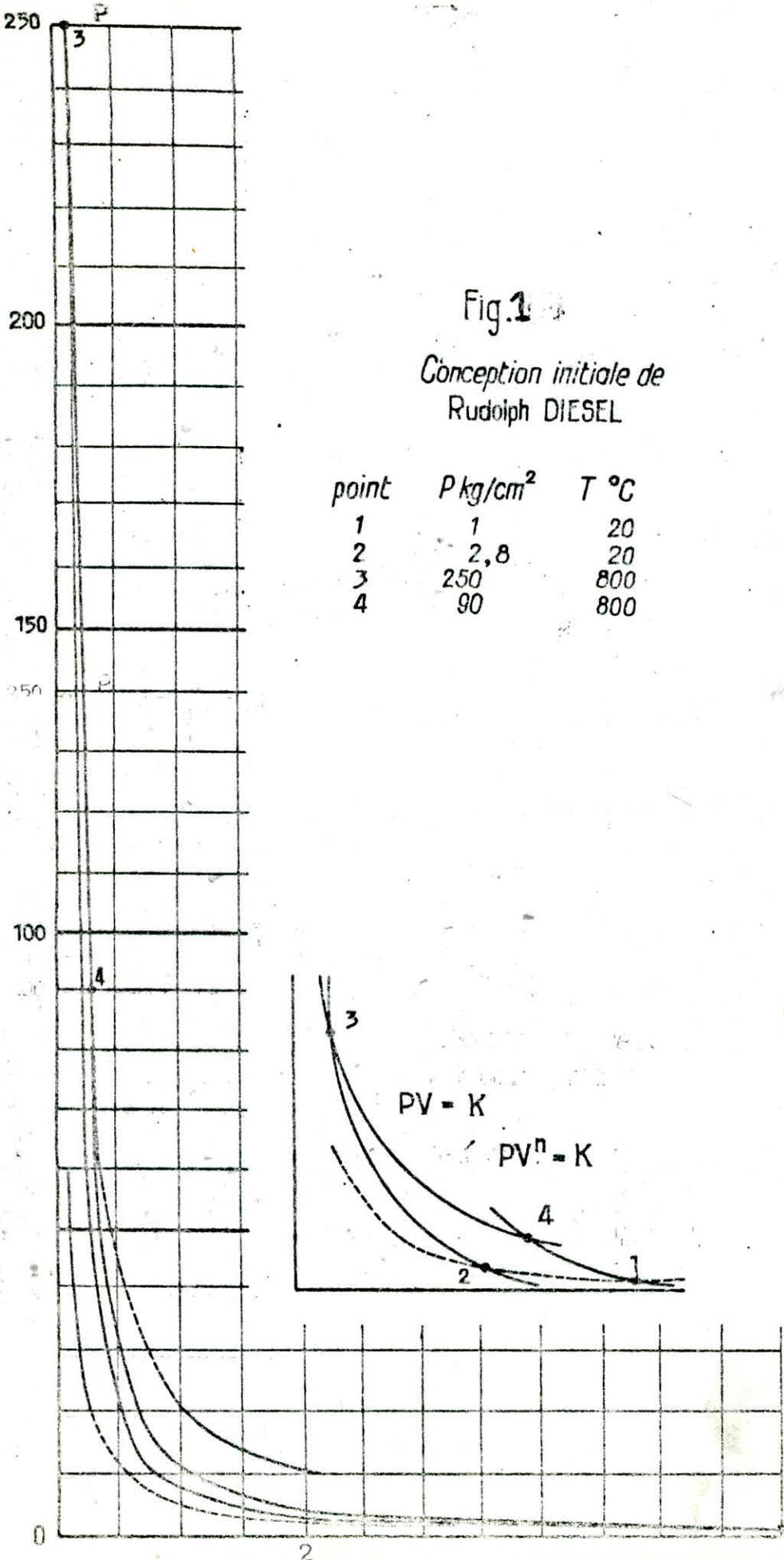
D'après cette deuxième forme de réalisation, le cycle devient:

- Une isobare pour échappement et aspiration.
- Deux adiabatiques pour compression et détente.
- Une isotherme de combustion.

Une fois que la première réalisation est faite, apparaît la nécessité de remplacer le combustible solide pulvérisant par un combustible liquide, ce qui nécessite le refroidissement du cylindre à l'aide d'une chemise d'eau, la pression atteinte est de 45 kg/cm^2 .

Quelques années plus tard, la combustion isothermique était remplacée par une combustion sensiblement isobare satisfaisante du point de vue rendement sans imposer au mécanisme une fatigue plus élevée.

La détente tronquée prend la place de la détente poursuivie jusqu'à la pression atmosphérique, elle réalise une puissance plus considérable sans diminution appréciable du rendement. Les dernières années, le cycle qui répond aux exigences du moteur diésel est le cycle mixte.



3) CYCLE DU MOTEUR DIESEL

(04)

Le moteur diésel est un moteur à quatre temps, correspondant à une notation de 720° , soit deux tours vilebrequin, et utilisant pour son fonctionnement le cycle mixte, comprenant les phases suivantes :

1) Admission : La soupape d'admission s'ouvre, le piston descend en créant une dépression et l'air pénètre dans le cylindre.

2) Compression : La soupape d'admission se referme, l'air se comprime à une pression de l'ordre de 30 à 40 kg/cm²;
Cette augmentation de pression engendre une augmentation de la température.

3) Injection, combustion et détente :

En fin de compression, le piston se trouve au voisinage du point mort haut. Le combustible pulvérisé est injecté dans la chambre de combustion à une pression supérieure à celle régnant dans le cylindre. Au contact de l'air comprimé à une température élevée, le combustible s'enflamme de lui-même, les gaz augmentent très rapidement le volume, ce qui exige la descente du piston vers le point mort bas.

4) Echappement : La soupape d'échappement s'ouvre, le piston remonte en chassant les gaz brûlés.

La recherche du bon fonctionnement du moteur diésel impose des modifications sur le cycle théorique et ceci du point de vue : Avance d'ouverture et retard de fermeture des soupapes d'admission et d'échappement, ainsi que l'avance d'injection (voir fig 2)

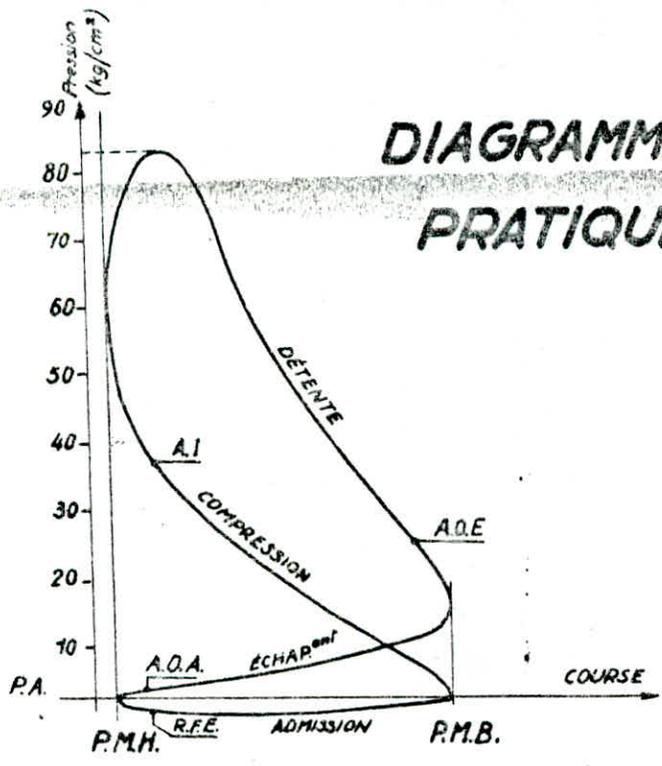
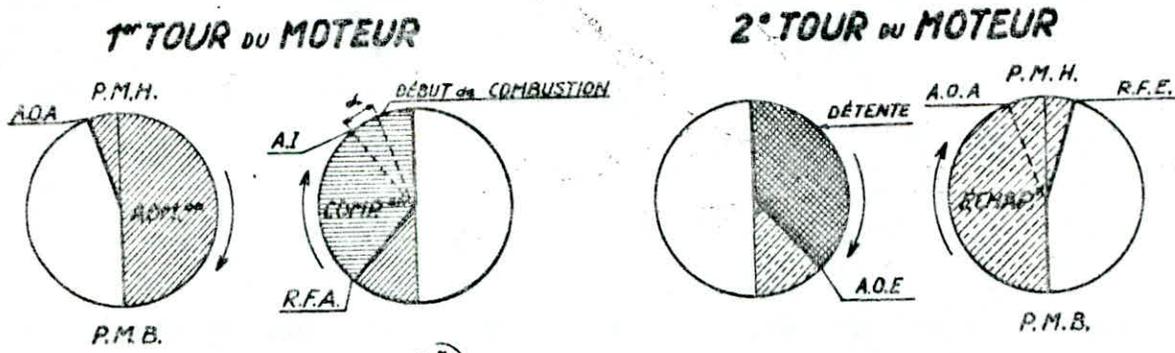
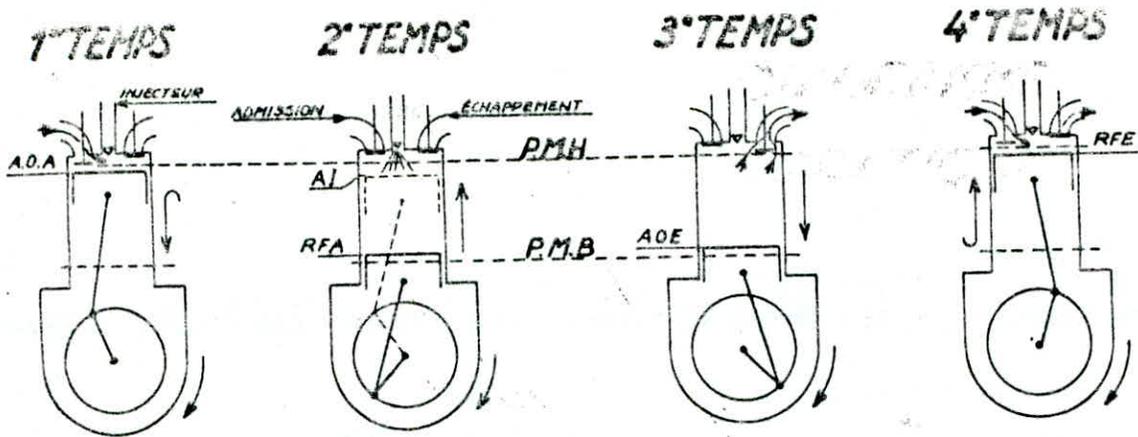


fig. 2

4) CARACTERES GENERAUX (5)

Le diésel est caractérisé par un rapport de compression de l'ordre de 15 à 23.

Un rendement supérieur à celui du moteur à essence. La consommation spécifique du combustible se limite entre 160 et 220kg/ch/h. Le combustible employé coûte moins cher que l'essence et les risques d'incendies sont moindres à cause du point d'inflammation du gas-oil qui est plus élevé.

En raison de la faible consommation, un véhicule à moteur diésel, avec la même charge de carburant dans le réservoir qu'un véhicule semblable à essence a une capacité de parcours sous ravitaillement majoré d'environ un tiers.

Le moteur diésel présente des inconvénients qui se résument comme suit:

- L'accroissement du poids, a pour conséquence évidente une augmentation du prix de la construction, d'autre part la pompe d'injection et les injecteurs comportent des pièces très précises et de fabrication coûteuse
- L'étanchéité entre le cylindre et le piston est plus difficile à réaliser
- Il faut assurer un bon refroidissement des organes du moteur.
- Le graissage est plus délicat du fait des hautes températures atteintes.

(5) RENTABILITE D'UN MOTEUR (5)

On peut évaluer la rentabilité du moteur diésel du point de vue budget d'exploitation du véhicule, Elle est bonne lorsque l'économie faite sur les postes de consommation du combustible et l'entretien serait en balance favorable avec l'excédent du prix d'achat du véhicule. Elle est d'autant plus meilleure que le parcours est plus grand.

Pour faire le choix entre un moteur diésel et un moteur à essence de mêmes performances en tenant compte uniquement de la consommation du combustible et du prix d'achat, on peut appliquer la formule suivante:

$$N = \frac{100 D}{a.e - b.g} \dots\dots\dots(1)$$

OU : N: est le nombre de kilomètres ou d'heures qu'il faut pour compenser le supplément du prix d'achat par l'économie de carburant .
 D: est le supplément du prix d'achat du diésel.

A: est la consommation d'essence en litres aux 100 KM ou 100 Heures.

E: est le prix du litre d'essence.

G: est le prix du litre de gaz-oil.

Pour un véhicule qui fait M% de circulation en ville, N% sur route et P% sur autoroute avec des consommations de a_m , a_n et a_p respectivement en ville, sur la route et sur l'autoroute, de là on déduit la valeur de a:

$$a = \frac{a_m \cdot m + a_n \cdot n + a_p \cdot p}{100}$$

de
même

$$b = \frac{m \cdot b_m + n \cdot b_n + p \cdot b_p}{100}$$

6) OBJECTIF DE L'ETUDE

Il est nécessaire avant tout de rappeler certains avantages de la suralimentation. On note que la puissance indiquée et la puissance effective augmentent, ainsi que le rendement mécanique. La température en fin de combustion est moindre que dans le moteur ordinaire et la consommation en combustible par cheval-heure diminue pour deux raisons :

- La détente est augmentée.

- Les pertes de chaleur par les parois sont relativement faibles.

Cette dernière cause s'explique par :

- La température des gaz en évolution est moins élevée.

- Le pourcentage d'augmentation de la puissance indiquée est plus grand que le pourcentage du flux de chaleur à travers la paroi.

Dans les chapitres II & III, on fait apparaître les différentes parties des systèmes de refroidissement, les limites de températures admises, une méthode de calcul qui s'applique non seulement au moteur F4L 912, mais pour tout autre moteur diesel et enfin une étude comparative entre le refroidissement à eau et le refroidissement à air qui permet de faire le choix.

Dans le chapitre IV concernant le calcul la procédure à suivre est la suivante :

- Un calcul préliminaire pour le moteur F4L 912 non-suralimenté qui permet la connaissance de l'ordre de grandeur de la quantité de chaleur à évacuer par la culasse et le cylindre
- La recherche de la solution pour le même moteur suralimenté en conservant la course, le diamètre et le type d'injection, sans porter de grandes modifications à l'architecture pour que les procédés de fabrications restent les mêmes.

Si on arrive pas avec cette dernière solution, on sera dans l'obligation de lui appliquer un refroidissement à eau, qui consiste à changer complètement l'architecture du moteur et les procédés de fabrications des pièces.

LE REFROIDISSEMENT PAR EAU (1) & (5)1) NOTIONS GENERALES

Le refroidissement des moteurs diesel et essence est établi sur les mêmes bases .La capacité du circuit est de l'ordre de 5 litres par cylindre.

Le système de refroidissement sert à évacuer la chaleur contenue dans les parties métalliques qui entoure la chambre de combustion. En général, la chaleur produite par la combustion peut atteindre 2500°c et la chaleur de la flamme de fonctionnement est de l'ordre de 1100°c.

La répartition de cette chaleur se fait de la manière suivante :

Environ le 1/3 est éliminé par le système d'échappement et le reste est absorbé par la culasse , les soupapes , les parois des cylindres, les pistons...etc(fig.3)

Dans le cas où cette chaleur n'est pas dissipée, les organes de moteur s'échauffent ; En conséquence se dilatent et la température de l'huile de lubrification serait dépassées, Ce qui entraîne l'usure rapide des cylindres.

La chaleur peut se transmettre d'un milieu à un autre de 3 facons :

- La conduction : Les parois des cylindres et culasses transmettent le surplus de chaleur de combustion à l'eau et à son tour l'emmène jusqu'au radiateur.

- La convection : Une fois que le liquide se réchauffe, il se dilate, devient moins dense et a tendance à se déplacer vers le haut. Par contre le liquide plus froid et plus dense descend. A partir de ceci, on profite des courants de convection créés par le réchauffage et le refroidissement du liquide, facilitent la tâche de la pompe de circulation.

- Le rayonnement : Cette chaleur est émise par une source chaude qui se répartit sur les parties environnantes de façon suivante : La chaleur solaire chauffe la terre à travers l'espace ; La quantité de chaleur rayonnante absorbée par les parois est d'autant plus grande que les surfaces exposées sont moins lisses et moins brillantes. Elle est à peu près proportionnelle à la 4e puissance de la température absolue et, elle peut ainsi prendre une importance exagérée si les gaz sont très chauds ceci explique que au-delà d'une certaine pression moyenne, le rendement indiquée chute rapidement.

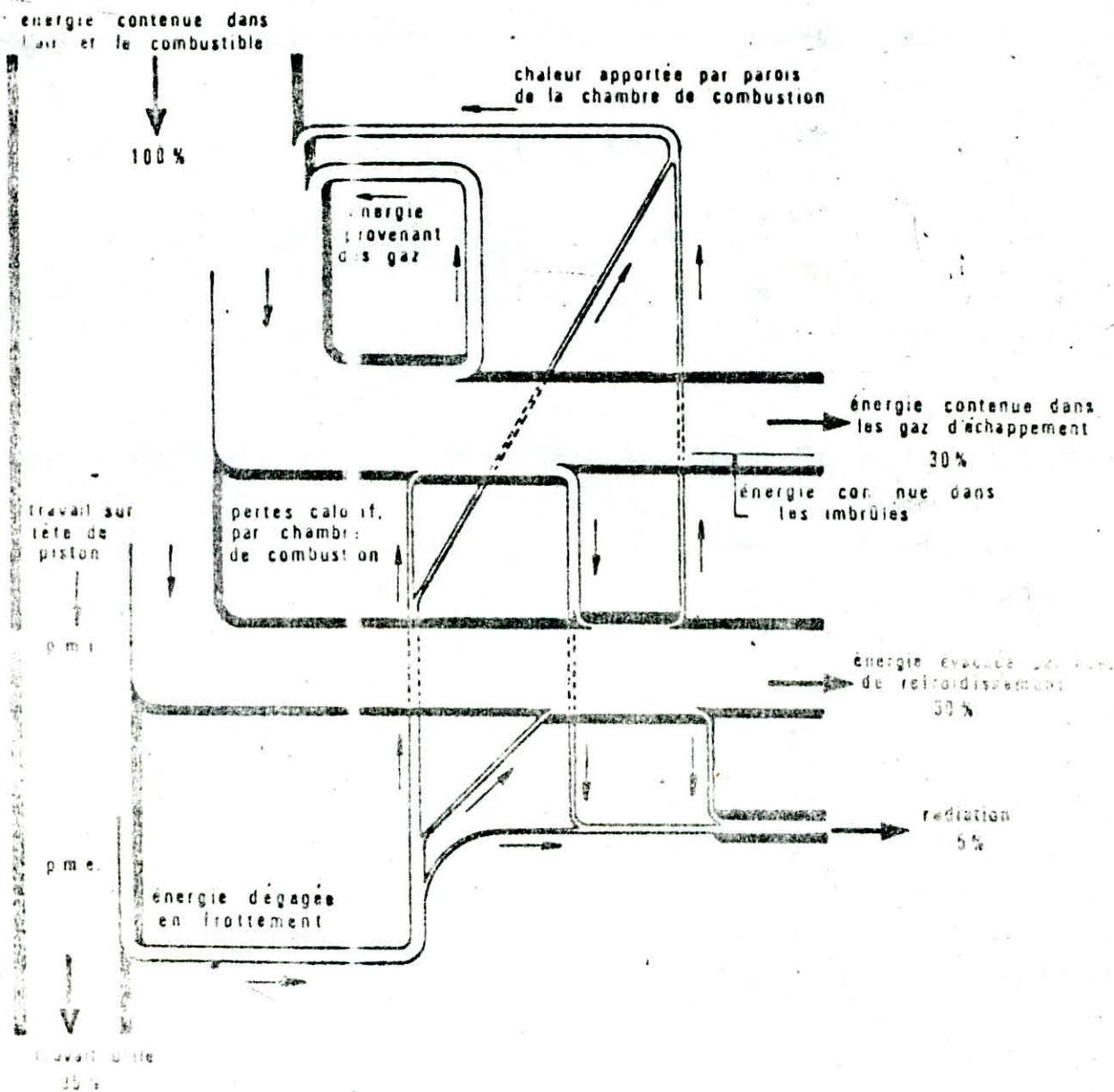


Fig 3 Répartition de l'énergie introduite dans un moteur Diesel non suralimenté.

2) DIFFERENTS TYPES DE REREFROIDISSEMENT PAR EAU (1) & (7)

Le liquide de refroidissement circule autour des pièces les plus chaudes afin d'éliminer le surplus de chaleur. Cette chaleur sera transmise au radiateur où celle-ci sera dégagée dans de refroidissement : l'air.

Il existe deux systèmes de refroidissement à l'eau :

1 - Système à thermosiphon (ou à circulation naturelle)

Son principe de fonctionnement est le suivant : L'eau contenue dans les chemises d'eau entourant les cylindres chauffe et s'élève. Il passe par le boyau supérieur et parvient au radiateur. L'air qui passe au travers du radiateur, refroidit l'eau et augmente sa densité. La force de gravité emmène l'eau refroidit à la partie inférieure du radiateur, puis vers le plus bas de la chemise d'eau par l'intermédiaire du boyau inférieur.

Ce type de refroidissement est utilisé dans certains petits moteurs fixes (voir fig. 3)

2 - SYSTEME DE REFROIDISSEMENT A POMPE (OU A CIRCULATION FORCEE)

La circulation de l'eau dans le moteur et le radiateur se fait de la manière suivante :

La pompe centrifuge aspire l'eau froide contenue dans le réservoir inférieur du radiateur ; l'envoie dans les chemises d'eau du bloc-cylindre et la culasse afin de recueillir le surplus de chaleur. L'eau est ensuite refoulée jusqu'au réservoir supérieur, la chaleur est éliminée à mesure que l'eau traverse le radiateur continuellement. (voir fig. 4)

Pour le refroidissement des moteurs diésel suralimentés, la disposition générale du circuit est :

Un circuit basse température assure essentiellement : Le refroidissement de l'air de suralimentation, de l'huile de graissage et le circuit haute température qui assure le refroidissement du moteur (cylindres et culasses)

(voir fig. 5)

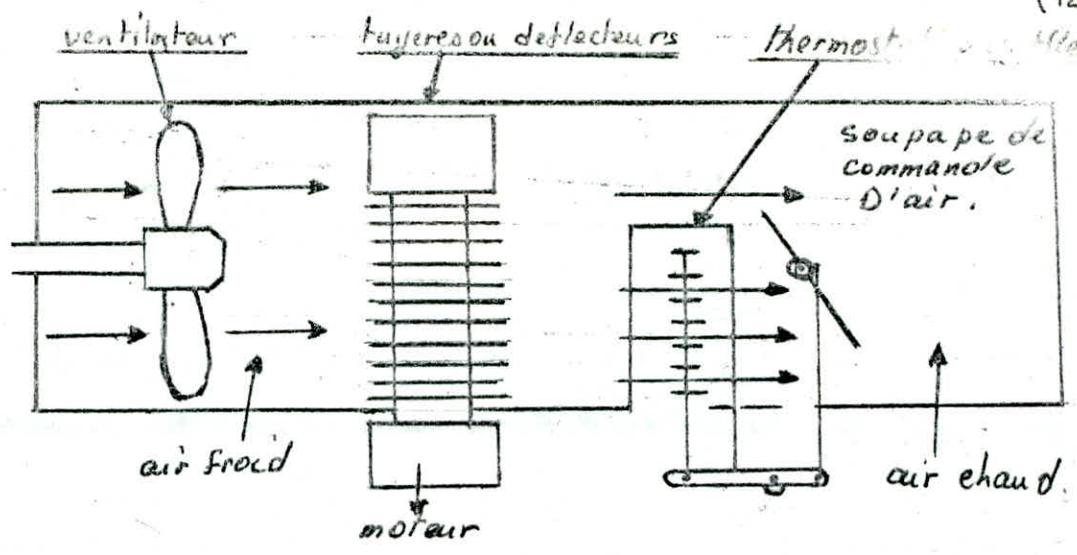


fig 3 systeme à thermosiphon

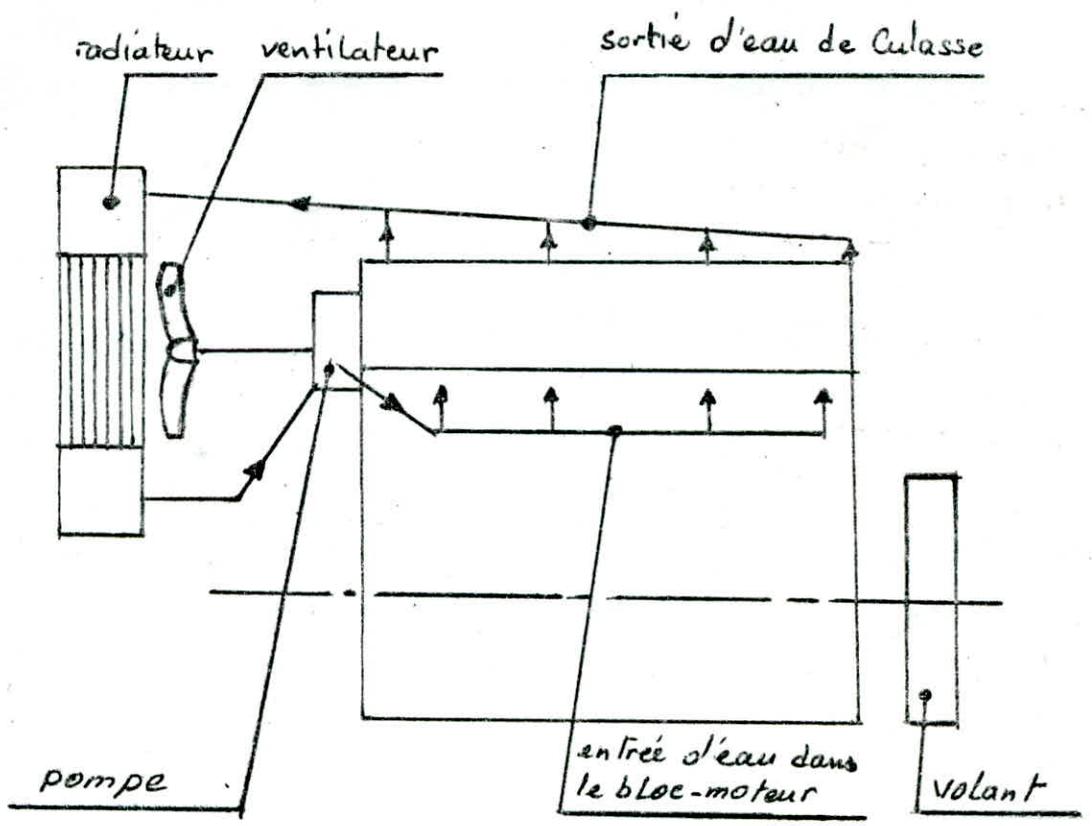


fig 4 systeme à circulation forcée

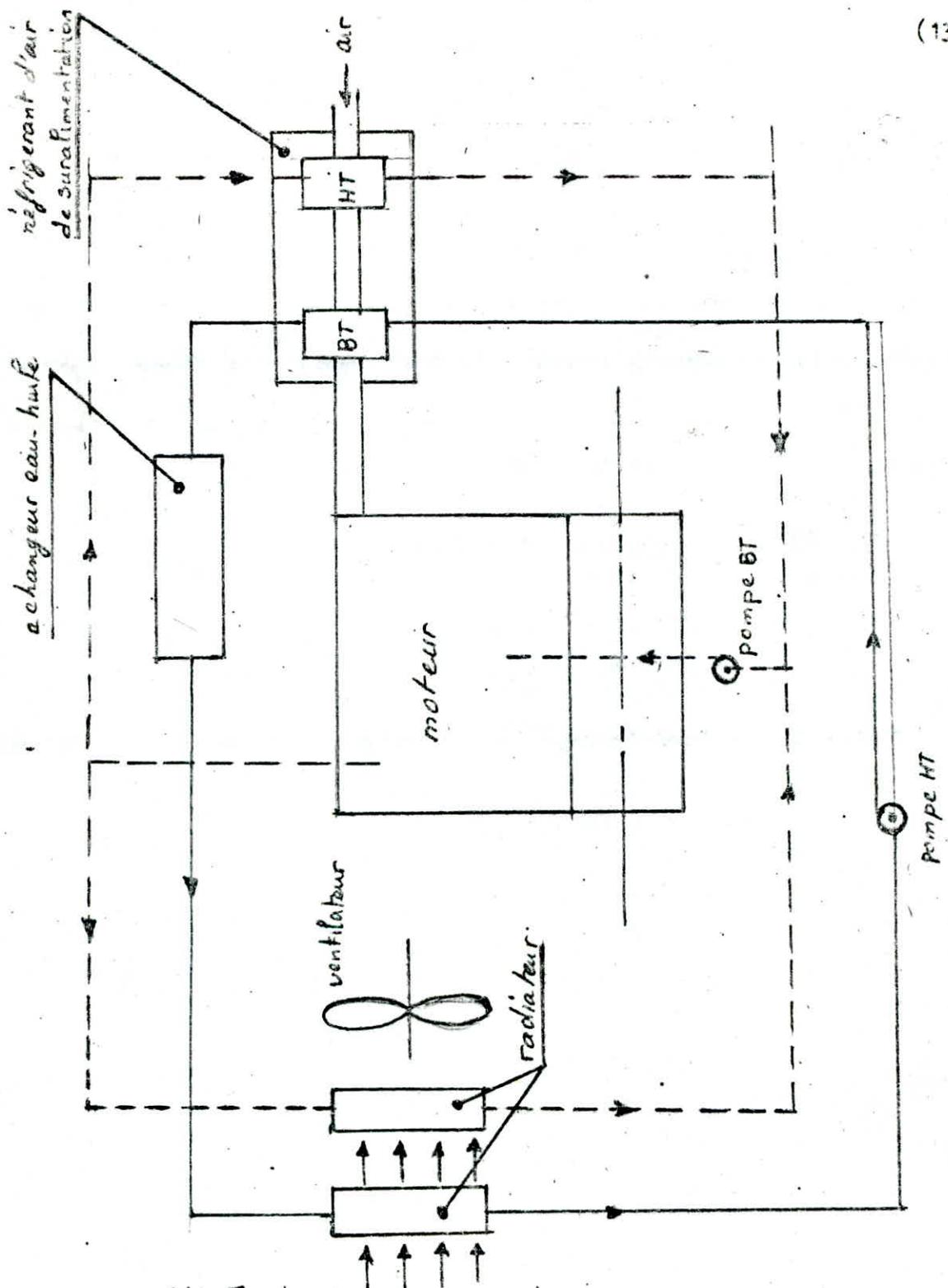


fig 5 circuit de refroidissement pour moteur diesel suralimenté

Le système de refroidissement à l'eau est constitué par les parties suivantes :

1) CHEMISE D'EAU

Partie intégrante du bloc-cylindre et la culasse. elle permet la circulation de l'eau autour des cylindres et des soupapes.

2) POMPE A EAU

Elle est entraînée par une courroie et une poulie fixée sur l'extrémité avant du vilebrequin , elle est constituée par un corps de pompe , un orifice d'aspiration , un orifice de refoulement et une roue comportant une série d'aubes incurvées. Fixée à une extrémité d'un arbre munid'un joint étanche. Lorsque la pompe tourne , l'eau contenue entre les aubes est chassée vers l'extérieur par la force centrifuge. (voir fig. 6)

3) RADIATEUR

Il se compose de trois éléments distincts réunis en un seul. Le réservoir supérieur , inférieur et la section de refroidissement appelé aussi faisceau. Ce dernier est formé d'une série de petits tubes disposés en rangées verticales reliant les deux réservoirs .

Ces tubes sont maintenus par une série horizontale d'ailette, espacés d'environ de 3 mm . Ces ailettes permettent d'accélérer la transmission de la chaleur de l'eau à l'air.

4) LA REGULATION DE LA TEMPERATURE (5)

La structure générale et le comportement thermique du diésel exigent une régulation de la température aussi constante que possible. L'intervalle de la température de fonctionnement du liquide refroidisseur est comprise entre 70°C et 90°C en général.

Le moyen le plus répandu pour la régulation est un thermostat de fonctionnement sûr. Ce moyen peut cependant comporter des dangers, si on néglige certaines précautions. Si par exemple le moteur travaille à pleine charge dès qu'il est en marche, à ce moment là la température du fluide refroidisseur est inférieure à celle du thermostat, ce qui entraîne que ce fluide ne circule pas dans la culasse et chemise d'eau, ceci risque de s'endommager localement par un coup de chaleur alors que les autres parties du moteur sont encore froides.

Le thermostat peut aussi travailler dans le sens inverse c'est à dire que lorsque le véhicule est sur une descente longue, le moteur se refroidit au-dessous de sa température normale. Le but de ce thermostat est de maintenir cette température constante à quelques degrés près.

5) METHODE DE CALCUL DE LA QUANTITE DE CHALEUR EVACUEE (4 ; 6 ; 7 ; 9)

1) Aspects Généraux :

- La lubrification des surfaces frottantes est réalisable si la température des parois internes ne dépasse pas 300°C . En pratique, ces valeurs sont voisines de 200°C à 250°C .

- La température dans les fonds des gorges de segment ne doit pas dépasser 200°C si l'on veut conserver une résistance suffisante du porte-segment.

- La température de la paroi interne ne doit pas être inférieure à 70°C en cours de fonctionnement, afin d'éviter la condensation des acides sulfureux, sulfurique et azotique présent dans les gaz de combustion qui a pour conséquence directe la corrosion des chemises et des soupapes.

- Le débit d'eau de refroidissement devrait être tel que la différence de température entre l'entrée et la sortie du bloc-cylindre et la culasse soit de l'ordre de 10°C . Si cette différence est trop grande, elles entraînent de grandes inégalités de contraintes dans les organes en contact avec l'eau de refroidissement.

- La température maximale des gaz d'échappement se situe en général à 20° après le point mort haut. Cette température est fonction principalement de :

* La température de l'air admis dans le cylindre.

* La quantité de combustible brûlée par gramme d'air.

* Rapport de compression volumétrique.

- La culasse est la pièce qui évacue la plus grande énergie. Elle est de 3 à 5 fois plus élevée que celle traversant le haut et le bas du cylindre.

- La densité du flux thermique moyen évacuée par la chemise croît sensiblement comme la puissance.

- La température régnante à l'intérieur du cylindre varie entre des limites très éloignées (voir fig. 7). Mais les hautes températures durent un temps très court et leurs influences sur la valeur moyenne de la température.

Certains calculs et de nombreuses constatations expérimentales permettent de tenir compte de ces variations brusques de température tel que :

* Les oscillations périodiques de la température de la paroi interne provient des variations de la température des gaz et s'amortissent pratiquement sur un millimètre de profondeur.

.../...

Ceci est vérifié par l'expérience et par les calculs à partir de la loi fondamentale de la propagation d'énergie (voir fig. 9)

* L'amplitude des variations de cette température T1P est très faible du fait de la durée très réduite des phénomènes.

- La température de la paroi externe T2P reste constante et de même ^{du} fluide réfrigérant.

- Les observations expérimentales conduisent à des valeurs approximatives des débits horaires d'eau et d'air respectivement:

- Pour l'eau :

60 à 70 l/h par cheval pour un diésel non-suralimenté.

40 à 50 l/h par cheval pour un diésel suralimenté.

Ces dernières sont plus faible car l'air admis étant refroidis.

Les températures sont d'une manière générale très faible.

- Pour l'air

Pour des moteurs de 100 - 120 d'alésage le débit est de 30 à 50 kg/ch.h en ajoutant 10 kg/ch.h pour le refroidissement de l'huile.

- La quantité de chaleur à évacuer globalement dans les moteurs en KW/KW Effect est de l'ordre de :

* Moteur d'automobile à essence : 0,9 à 1,3

* Moteur diésel non-suralimenté : 0,7 à 0,8

* Moteur diésel suralimenté : 0,5 à 0,6

Concernant les moteurs diésel : Ils sont à injection directe

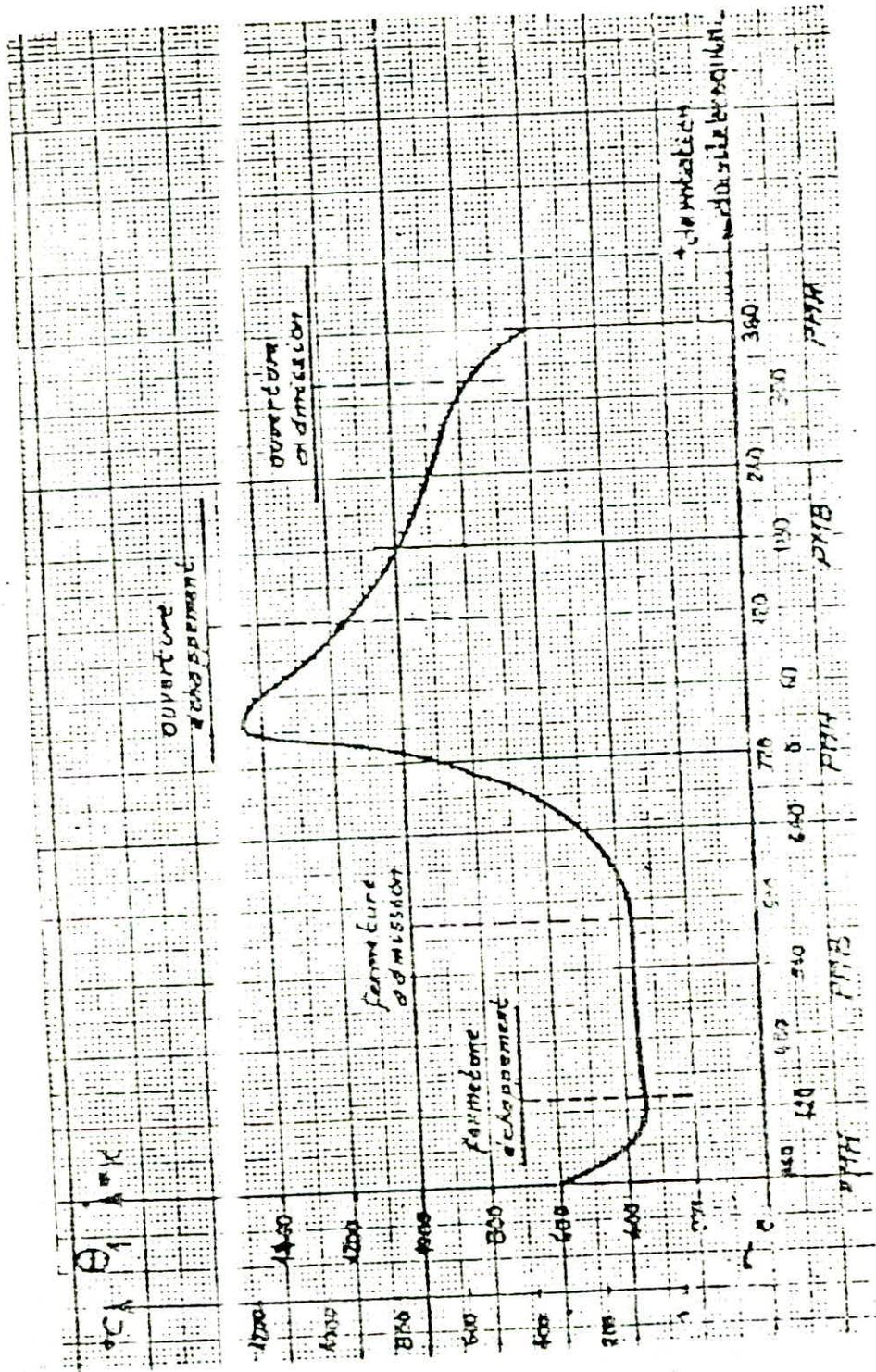


Fig 7 Evolution de la température θ_1 des gaz dans le cylindre du moteur.

5- 2) Echange de la chaleur entre le fluide chaud et froid

(20)

** L'échange de chaleur entre les gaz chauds et la paroi interne est :

$$Q = H_1 S (T_1 - T_{1p}) \dots (2)$$

S = Surface d'échange en M²

T₁ = Température des gaz chauds en °C

T_{1p} = Température de la paroi interne en °C

H₁ = Coefficient de convection du fluide chaud - paroi interne en W/M²°C

Ce dernier est fonction de divers facteurs (la vitesse , température des gaz , pression et propriété des parois) :

** Dans la structure d'épaisseur , on a :

$$Q = \frac{\lambda}{e} S (T_{1p} - T_{2p}) \dots (3)$$

T_{2p} = Température de la paroi du côté en contact avec le fluide réfrigérant en °C

λ = Coefficient de conductibilité thermique du matériau de la paroi en W/M²°C

e = Epaisseur de la paroi considérée en M

** Sur la face en contact avec le fluide réfrigérant on a :

$$Q = H_2 S (T_{2p} - T_2) \dots (4)$$

T₂ = Température du fluide réfrigérant en °C

H₂ = Coefficient de convection paroi - fluide froid en W/M²°C

** Au total de (2)(3)(4) on aboutit à l'équation (5) suivante :

$$Q = KS (T_1 - T_2) (5)$$

Cette dernière équation est fonction uniquement de la température du fluide chaud et du fluide froid.

K = Coefficient global de transmission en Kcal/M² H °C
ou W/M² °C

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_1} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_2} \dots (6)$$

Sur les mêmes hypothèses que précédemment , on peut faire le calcul dans le cas d'une paroi cylindrique creuse.

La quantité de chaleur transférée du gaz à la paroi est :

$$Q = 2\sqrt{r_1} L H_1 (T_1 - T_{2p}) \dots (7)$$

r₁ = Rayon intérieur de cylindre

L = Hauteur du cylindre

.../...

- La quantité de chaleur transférée sur la paroi est :

$$Q = \frac{2 \pi L \lambda (T_{1p} - T_{2p})}{\log \frac{r_2}{r_1}} \quad (8)$$

- La quantité de chaleur transférée de la paroi externe au milieu réfrigérant est :

$$Q = 2 \pi r_2 L H_2 (T_{2p} - T_2) \quad (9)$$

r_2 = Rayon extérieur du cylindre

- Si on considère la face interne du cylindre , on peut écrire :

$$Q = 2 \pi r_1 L K_1 (T_1 - T_2) \quad (10)$$

- Si on considère la face externe du cylindre , On peut écrire :

$$Q = 2 \pi r_2 L K_2 (T_1 - T_2) \quad (11)$$

K_1, K_2 sont des coefficients d'échanges globaux.

- La relation qui existe entre les différents coefficients est la suivante :

$$\frac{1}{K_1 r_1} = \frac{1}{K_2 r_2} = \frac{1}{H_1 r_1} + \frac{\log \frac{r_2}{r_1}}{\lambda} + \frac{1}{H_2 r_2} \quad (12)$$

REMARQUE : On peut arriver au coefficient global d'échange de chaleur d'une paroi plane et ceci dans le cas où l'épaisseur de la cloison est petite.

En remplaçant r_2 par $r_1 + e$ on obtient : $\log \frac{r_2}{r_1} = \log \frac{r_1 + e}{r_1} = \log(1 + \frac{e}{r_1}) \quad (13)$

En supposant que $\frac{e}{r_1}$ est très inférieur à 1 , on peut faire un développement limité au voisinage de zéro et en négligeant les termes d'exposant supérieur ou égal à 2. On obtient :

$$\frac{1}{K_1 r_1} = \frac{1}{K_2 r_2} = \frac{1}{H_1 r_1} + \frac{e}{\lambda r_1} + \frac{1}{H_2 r_2} \quad (14)$$

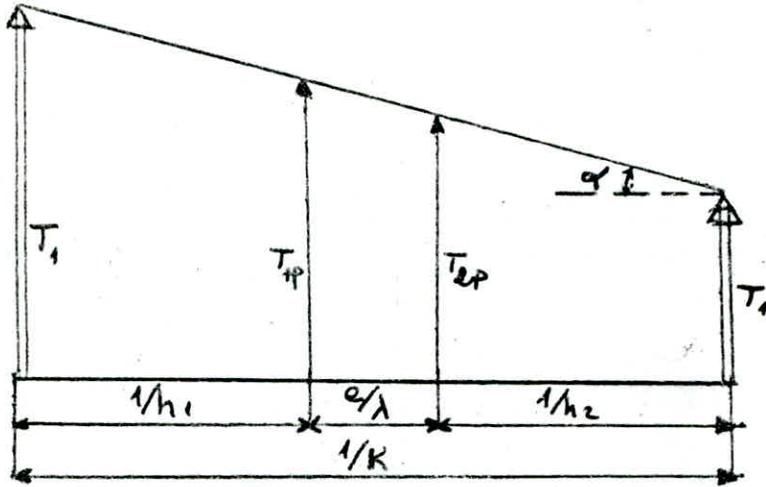
Avec une épaisseur très petite , on peut faire l'approximation suivante :

$$r_2 = r_1 + e \approx r_1 \quad (15)$$

Donc :

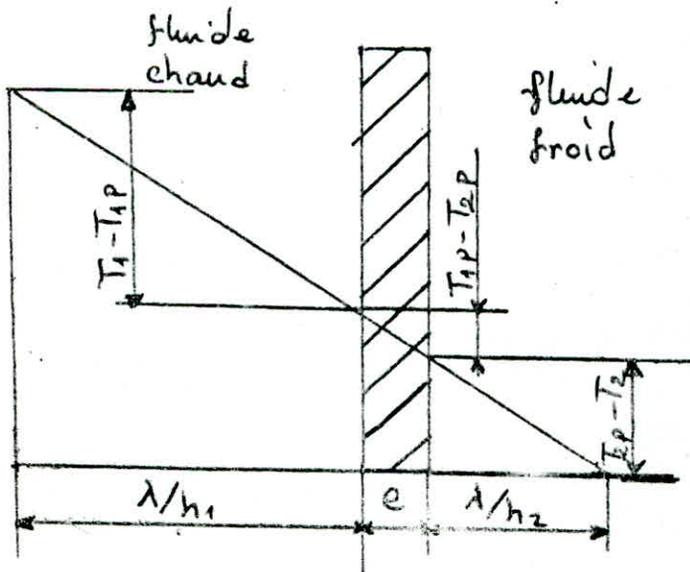
$$\frac{1}{K_2 r_1} = \frac{1}{K_2 r_1} = \frac{1}{H_1 r_1} + \frac{e}{\lambda r_1} + \frac{1}{H_2 r_1} \quad (16)$$

on peut donner une représentation graphique ⁽²²⁾ des variations des températures depuis T_1 jusqu'au T_2 pour la paroi d'un cylindre.



$$tg \alpha = \frac{Q}{S} = \frac{T_1 - T_2}{1/k} \dots \dots \dots 17$$

une deuxième représentation est la suivante :



5-3) DETERMINATION DU COEFFICIENT DE CONVECTION H_1 GAZ-PAROI

Ce coefficient dépend essentiellement de deux paramètres variables au cours du cycle thermodynamique qui sont :

- La température instantanée
- La pression instantanée

EICHELBERG a montré que le transfert de chaleur par convection entre les gaz chauds et la paroi dépendait d'un coefficient

$$A = B (P_i T_i)^{\frac{1}{2}} \quad (18)$$

P_i = Pression instantanée

T_i = Température instantanée

B = Coefficient de turbulence de la forme

$$B = C \sqrt[3]{v_{cm}} \quad (19)$$

C_m = La vitesse moyenne de piston

$$C_m = \frac{SN}{30} \quad (20)$$

S = La course du cylindre

N = Nombre de tours par minute

C = Est une constante

Plus tard au congrès international des moteurs à combustion à PARIS. FEISS présente une méthode de détermination de H_1 en fonction du temps ou de l'angle de rotation du vilebrequin qui correspond aux constatations d'EICHELBERG .

La méthode consiste à rechercher la valeur moyenne T_{1m} à partir de la température T_i et la valeur H_{1m} à partir de H_1 .

Le coefficient de convection instantanée H_1 est donné par la relation:

$$H_1 = 0,78 (C_m)^{\frac{1}{3}} \times (T_i P_i)^{\frac{1}{2}} \quad (21)$$

valable pour des pressions de l'ordre de $1000/\text{CM}^2$.
Le coefficient de convection moyenne est donné par :

$$H_{1m} = \frac{\int_0^{4\pi} H_1 dB}{4\pi} \quad (22)$$

dB : Variation du degré de rotation du vilebrequin.

Le tracé de cette fonction en fonction du temps ou de l'angle de rotation du vilebrequin se fait par la méthode suivante :

En bas sur le cycle de la machine , on trace un demi-cercle et le diviser en angle de 10° par exemple. A partir de ceci on prélève la température et la pression pour chaque valeur de B, puis on remplace dans la formule de H_1 et par simple planimétrage on arrive à déterminer H_{1m} . Mais avoir la courbe sur banc d'essai sur l'oscilloscope en reliant une borne à l'élément qui donne la température et l'autre borne au volant-moteur pour avoir le degré de rotation du vilebrequin.

Le calcul de la température moyenne T_{1m} des gaz chauds se fait de la manière suivante :

Dans un intervalle de temps dt ou db , le transfert de chaleur des gaz vers la paroi par unité de surface est :

$$DQ = H_1 (T_1 - T_{1p}) dt \quad (23)$$

Si la température T_{1p} de la paroi était égale à la température moyenne des gaz T_{1m} , le transfert de chaleur sera nul pendant un cycle et par conséquent on pourra écrire $\int_{cyc.} DQ = 0$

$$\int_{cyc.} H_1 (T_1 - T_{1m}) dt = \int_{cyc.} H_1 T_1 dt - \int_{cyc.} H_1 T_{1m} dt = 0$$

T_{1m} est une constante

$$\int_{cyc.} H_1 T_1 dt = T_{1m} \int_{cyc.} H_1 dt$$

$$d'ou: \quad T_{1m} = \frac{\int_{cyc.} H_1 T_1 dt}{\int_{cyc.} H_1 dt} \quad (24)$$

La résolution de cette dernière équation peut se faire par la méthode graphique, et ceci, en traçant la courbe du produit $H_1 T_1$ en fonction de l'angle de notation du vilebrequin . Les deux courbes $H_1 = f(B)$ et $H_1 T_1 = f(B)$ permettent de déterminer T_{1m} (voir fig. 8)

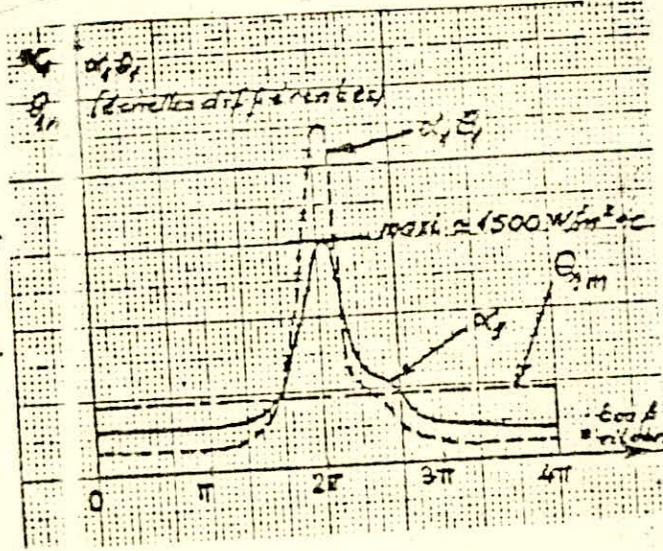


fig 8 de détermination de θ_{1m} (993)

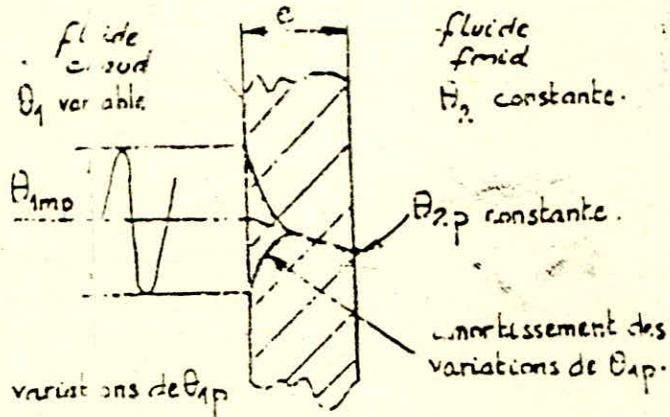


fig 9 amortissement des temperature dans l'épaisseur de la paroi

Le coefficient de convection H₂ dépend des différents facteurs suivants :

- La vitesse du fluide
- La température T qui agit directement sur cp, λ
- La nature du corps (diamètre par exemple)
- La nature du fluide (P , cp , λ)

La relation donnant H₂ , s'appelle formule de MERKEL.

$$H_2 = 2040 \left(1 + 0,015 T_{2p} \right) \frac{c \ 0,87}{d \ 0,13} \quad (25)$$

d = Diamètre extérieur du cylindre en mètre.

c = La vitesse de circulation de l'eau en m/s

On notera que la vitesse de l'eau est de l'ordre de $2 \frac{0}{4} \text{ m/s}$ et H₂ atteint souvent avec la convection forcée de l'eau dans les moteurs, les valeurs voisines de $10.000 \frac{0}{18.000} \text{ W/M}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

5 - 5) QUELQUES VALEURS NUMERIQUES

H₁ convection gaz chauds - paroi est toujours faible de l'ordre de 300 à 600 W/ M² °C

H₂ convection paroi-eau est plus élevée de 6000 à 18.000 W/M² °C

Dans le cas du refroidissement par air H₂ est de l'ordre de

100 à 200 W/M² °C

dépend des matériaux

- Pour les aciers \ de l'ordre de 60 W / M² °C et les fontes
- Pour alliages légers , de l'ordre de 210 W / M² °C
- Dépôt de tartre de l'ordre de 5 W / M² °C

-Influence de λ et de e

- L'étude commence à partir de la définition du coefficient global de transmission

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{H_1} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{H_2}$$

λ est toujours faible d'après les valeurs de la page.

Pour les moteurs courants, l'épaisseur de la paroi-chemise est voisine de 3 à 4 mm. Ainsi e/λ varie de

$$\frac{1}{15.000} \text{ pour } e = 4\text{mm et } \lambda = 60 \text{ W/M}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\frac{1}{70.000} \text{ pour } e = 3\text{mm et } \lambda = 210 \text{ W/M}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ce coefficient est du même ordre que H_2 .

Conclusion :

- K augmente quand l'épaisseur e diminue.
- La température de la paroi interne diminuera donc quand l'épaisseur l'épaisseur diminuera (voir Tableau 1)
- Influence de H_1 gaz-paroi
 H_1 est prépondérant dans le calcul de K, toutefois l'accroissement ne peut être obtenu que par l'accroissement des valeurs suivantes :
 - * C_m vitesse moyenne du piston (limité par les forces d'inertie et l'influence sur la surface d'échange)
 - * P_i et T_i pression et températures instantanées du cycle (limitée par la résistance mécanique, le graissage et cliquetis des moteurs à explosions)

T A B L E A U 1

Mis en valeur de l'influence de l'épaisseur e de la paroi et la vitesse de l'eau C sur la température de la paroi interne T_{1p}

T_{1m} °C	H_1 W/M ² .°C	Epaisseur e de la chemise en mm	vitesse de l'eau m/s	Température de la paroi interne en °C
760	475	10	0,5	280
		20	0,5	320
		10	2	170
		20	2	220

- Influence de H_2

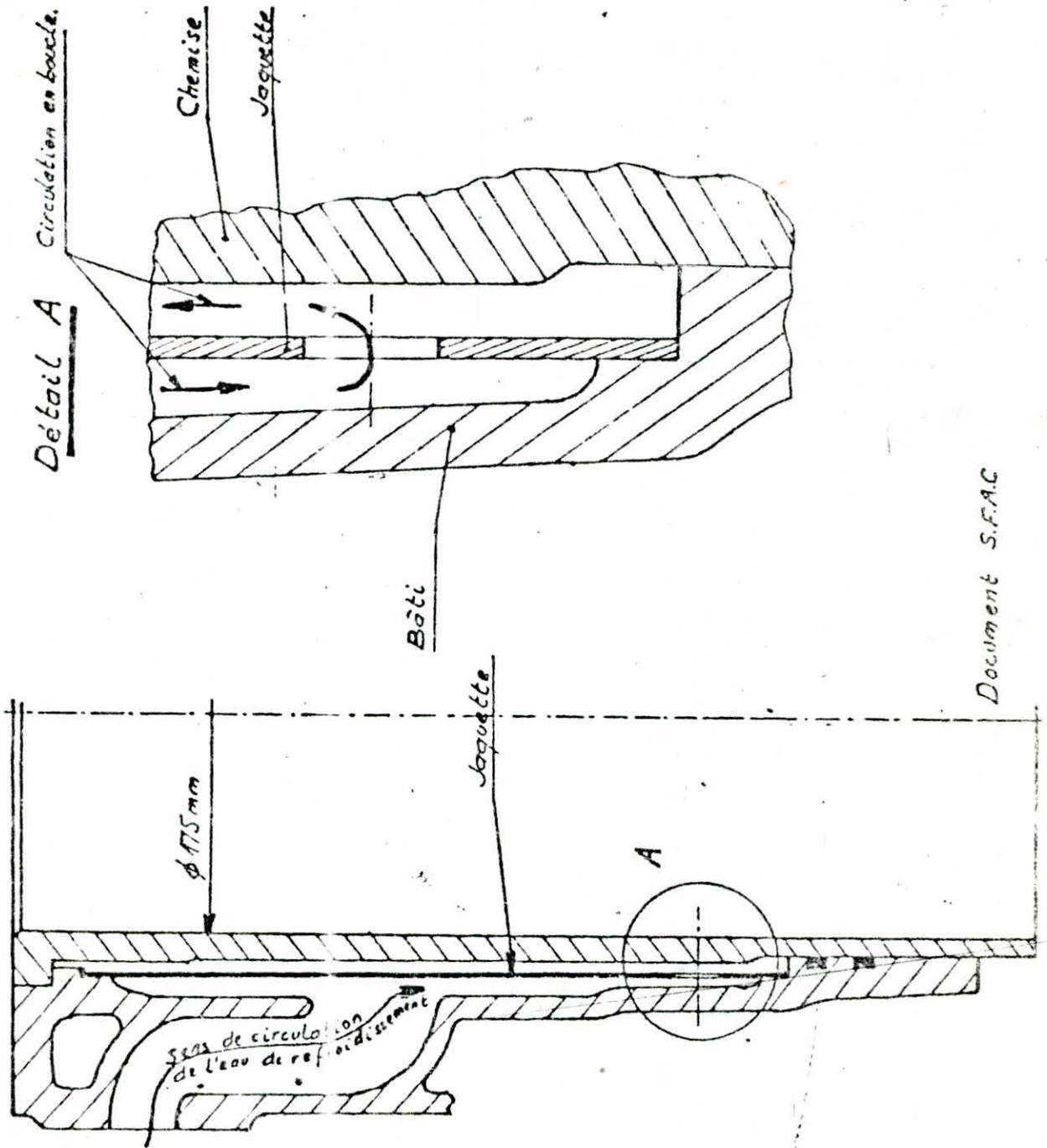
Apertir de la formule de MERKEL ,on remarque que H_2 croît avec la vitesse de circulation d'eau et lorsque le diamètre du cylindre diminue. Ainsi on aura donc intérêt à activer la circulation de l'eau autour des des cylindres .

D'après la formule de MERKEL, l'augmentation de la vitesse de circulation de l'eau le long de la paroi de la chemise permet d'améliorer le coefficient de convection H_2 paroi-eau. La fig. 10 donne un exemple de la réalisation. Elle est utilisée sur moteur diésel, par interposition d'une jaquette-sonde de fourreau qui permet d'obtenir un accroissement de vitesse de l'eau dû à la réduction de la section de passage offerte à l'eau. De plus on réalise un trajet en boucle. Pour la circulation de l'eau, améliorant ainsi le refroidissement de la partie haute de la chemise, là où les températures sont les plus élevées.

Le diagramme de la figure 11 permet d'effectuer une comparaison des valeurs de température de paroi interne de la chemise si l'on utilise la solution avec ou sans jaquette.

Par contre, sur les moteurs diésel de forte pression moyenne effective P_{me} , On peut améliorer le refroidissement en augmentant la surface d'échange S_2 paroi-eau en réalisant des rainures hélicoïdales ou circulaire sur la paroi externe de la chemise (voir fig. 12)

cette solution offre également l'avantage d'accroître la vitesse de circulation de l'eau autour de la chemise.



Document S.F.A.C

Fig. 10 chemise de moteur diesel comportant une jaquette.

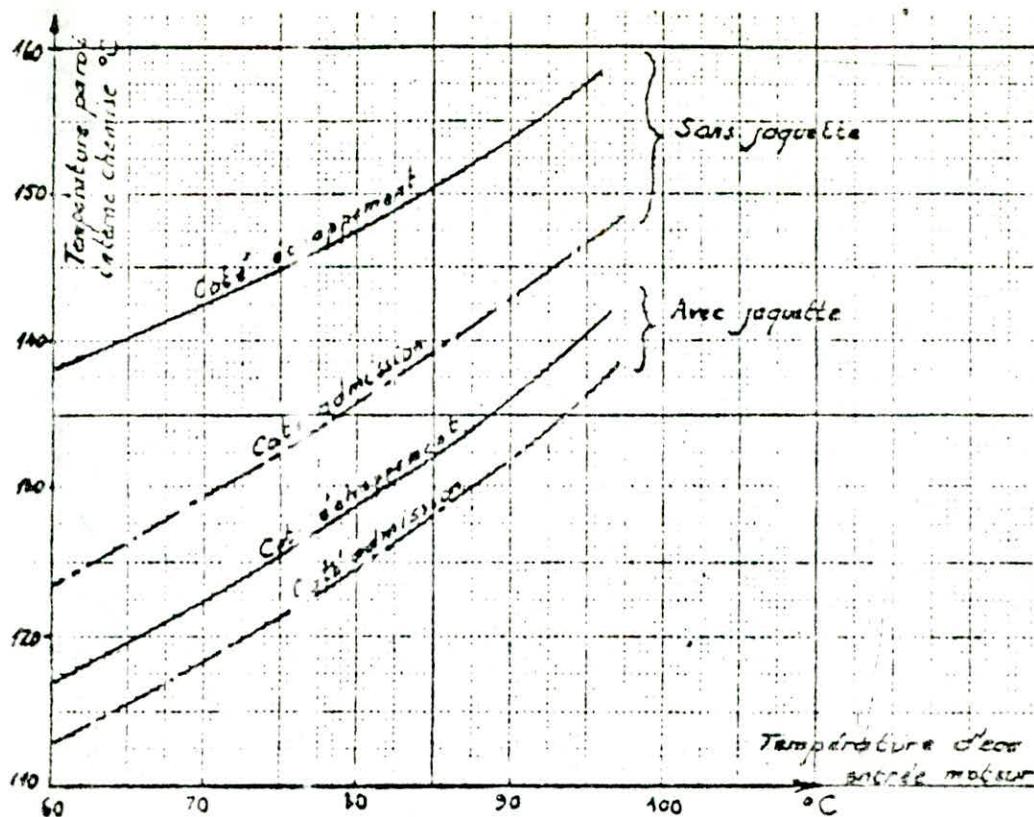


Fig. 11 Température de chemise avec ou sans jaquette en fonction de la température de l'eau à l'entrée du moteur

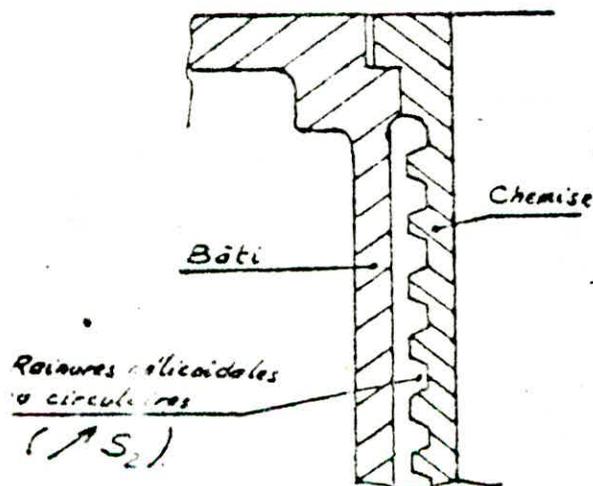


Fig. 12 rainures de circulation sur la paroi externe d'une chemise de moteur diesel

Les moteurs thermiques utilisent des pompes centrifuges, de dimensions très petites. Ces pompes sont caractérisées par un débit important sous une faible pression. La vitesse de rotation de la pompe est d'environ 1,5 à 1,65 la vitesse de rotation du vilebrequin. Si la différence de température entre l'entrée et la sortie du réfrigérant dépasse 10°C, on est contraint par :

- Une diminution de l'efficacité du refroidissement par abaissement de la température du radiateur.
- Une augmentation de la fatigue du moteur due aux inégalités de dilatation

Le débit volumique est exprimé par la relation :

$$q_v = \frac{\text{quantité de chaleur cédée en KW} \times 1}{4180 \Delta t} \quad (26)$$

$$q_v \text{ est } M^3/s$$

Le diamètre de la conduite allant du radiateur au culasse est :

$$d = \sqrt{\frac{4q_v}{\pi v}} \quad (27)$$

$$q_v \text{ débit en } M^3/s$$

$$v = 1 \text{ à } 1,5 \text{ M/s jusqu'à } 2 \text{ M/s}$$

Le diamètre de la conduite allant de la pompe au bloc-cylindre est :

$$d' = \sqrt{\frac{4q_v}{\pi v'}} \quad (28)$$

$$v' = 2,5 \text{ à } 4 \text{ M/s}$$

La puissance de la pompe à eau est exprimée par :

$$P = \frac{q_v \cdot H}{270 \eta} \quad (29)$$

P = Puissance en chevaux

H = Hauteur totale d'élévation en M

η = Le rendement global de la pompe

Le rendement global est :

$$\eta_{gl} = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_{mec} \quad (30)$$

Il est nécessaire de faire le calcul des pertes de charges linéaire, et singulière, surtout, si la conduite est longue. Pour cela, il faut déterminer si la circulation dans les tuyauteries s'effectue en régime laminaire ou en régime turbulent à l'aide du nombre de Reynolds et qui fixe

l'importance des forces visqueuses travaillant dans le fluide comparé aux efforts nés de l'énergie cinétique du fluide.

$$\text{Perte de charge linéaire } \Delta P = \lambda \frac{1}{d} \rho \frac{v^3}{2} \quad (31)$$

$$\text{Perte de charge singulière } H = K \frac{v^2}{2} \quad (32)$$

$$\text{Nombre de reynolds } Re = \frac{vd\bar{w}}{\mu} = \frac{vd}{\nu} \quad (33)$$

V : vitesse du fluide

d : diamètre de la conduite

ν : viscosité cinématique

\bar{w} : ρ : Masse volumique du fluide

μ : viscosité dynamique

$Re > 2000$ régime turbulent

$Re < 2000$ régime laminaire

Lorsque ce nombre est faible, cela veut dire qu'il y a une domination complète de la viscosité dans tout le corps du fluide. La formule de poiseuille convient. Mais quand ce nombre est élevé, ceci explique que la viscosité est limitée aux minces couches au voisinage des parois.

A partir de cette explication, il est nécessaire de faire une étude brève des deux types d'écoulement des fluides réels.

a) Écoulement laminaire

L'écoulement laminaire est défini pour un nombre de reynolds inférieur à 2000, c'est un mouvement ordonné et stratifié qui se produit sans brassage, et obéit à la loi du frottement de NEWTON.

La viscosité dynamique des liquides ^{de} croît avec la température selon la formule de WALTHER.

$$\frac{\mu}{\mu_0} = e \left(\frac{t_0}{t} \right)^m \quad \text{ou} \quad \log \frac{\mu}{\mu_0} = \log \left[b + \left(\frac{t_0}{t} \right)^m \right] \quad (34)$$

Où μ_0 et m dépendant du liquide considéré pour l'eau on a des valeurs usuelles de la viscosité dynamique. voir tableau 2

Température °C	0	10	20	50	100	150	200
en centipoise	1,83	1,33	1,03	0,56	0,25	0,18	0,14

Considérons la fig 13 d'un tube cylindrique à section constante. Les forces agissant sur les parois latérales sont des forces de viscosités et d'autres sur les faces frontales. L'égalité entre ses forces est,

$$2 \pi r L \mu \frac{dv}{dr} = \pi r \Delta P \dots \dots (35) \quad (34)$$

ou P est la perte de charge.

r rayon de la conduite pris a l'interieur de la conduite de rayon r_0
 l la longueur de la conduite.

L'equation (35) prend une deuxieme forme:

$$dv = - \frac{\Delta P}{2 \mu} r dr \quad (36)$$

Son integration est: $V = \frac{\Delta P}{4 L \mu} (r_0^2 - r^2) \quad (37)$

En prenant comme condition au limite $V = 0$ pour $r = r_0$

De la, on en deduit que la répartition de la vitesse est parabolique et la vitesse maximum correspond pour $r = 0$. Le debit dans la tuyauterie est donne par la relation suivante:

$$Q = 2 \pi \int_0^{r_0} v r dr = \frac{\pi \Delta P r_0^4}{8 \mu L} \quad (38)$$

La vitesse moyenne est:

$$V_{\text{moy}} = \frac{\Delta P r_0^2}{8 L \mu} = \frac{V_{\text{max}}}{2} \quad (39)$$

Donc on peut écrire que :

$$\frac{\Delta P}{l} = \frac{8 \mu}{r_0^2} V_{\text{moy}} \quad (40)$$

La perte de charge par unité de longueur est proportionnelle à la vitesse moyenne et inversement proportionnelle au carré du diamètre. C'est la loi de POISEUILLE et valable au régime bien établi.

La perte de charge ΔP est donnée par la relation (31) ou est le coefficient qui caractérise la perte de charge dans les tubes cylindrique et fonction du nombre de Reynolds (λ)

ρ : Masse volumique du fluide

d : Diamètre de la conduite

Le regime soit établi après une certaine longueur. Cette portion est caractérisé par le développement progressive des couches limites et qui se rejoignent au centre au bout d'une longueur l définie par SCHILKE.

$$\frac{l}{d} \approx 0,03 \text{ Re} \quad (41)$$

Pour évaluer cette partie, il nous faut les hypothèses suivantes

- Une entree progressive, bien arrondie pour tenir compte de la chute de pression nécessaire créée par la vitesse moyenne et dont la valeur est $\frac{\rho}{2} V_{\text{moy}}^2$

La perte totale dans cette portion est:

(35)

$$\Delta P = \Delta P + 1,16 \frac{\rho}{2} V_{\text{moy}}^2 \quad (42)$$

b) écoulement turbulent cas des tuyaux lisses

L'écoulement turbulent est caractérisé par le brassage du fluide. La viscosité et les pressions au cours de mouvement, la loi de Newton est inapplicable. La perte de charge est toujours donnée par la formule (31) mais la valeur λ change, on a plusieurs formules empiriques donnant

• Formule BLASIUS $\lambda = 0,316 \text{Re}^{-\frac{1}{4}}$ (43) pour $210^3 < \text{Re} < 10^5$

• Formule de NIKURADSE $\lambda = 0,0032 + 0,221 \text{Re}^{-0,237}$ (44) $\text{Re} > 10^5$

• Formule de LEES $\lambda = 0,0072 + 0,611 \text{Re}^{-0,35}$ (45) $\text{Re} \leq 10^5$

• Formule de HARMANN $\lambda = 0,0054 + 0,396 \text{Re}^{0,3}$ (46)
valable jusqu'à 2×10^6

Le coefficient de frottement du tuyau est:

$$C_f = \frac{\lambda}{4} \quad (47)$$

En ce qui concerne les tuyaux rugueux, on se base sur les essais de NIKURADSE faite 1932. On définit la rugosité relative comme étant le rapport de la hauteur des aspérités par le diamètre hydraulique pour faire le calcul du coefficient de perte de charge pour les deux types d'écoulement, on se base sur l'abaque de la fig 15.

Pour le calcul des pertes de charge singulière on cite le cas des coudes les plus fréquents dans la conduite du système de refroidissement à eau représenté par la fig 16. La formule des pertes de charge singulière est donnée par la formule (32) et K est :

$$K = 0,0075 \alpha S^{1,1} \text{Re}^{-B} \quad (48)$$

La fonction α est donnée en fonction de $\frac{R}{d}$ (voir Fig 17). L'angle S exprime en ° et est lié à la longueur L du coude mesuré sur la ligne médiane

$$S = \frac{360}{2\sqrt{R}} L \quad (49)$$

Le coefficient B est donné en fonction de S (Voir Fig 18)

B) RADIATEUR :

(36)

Lorsque l'eau arrive au radiateur dans lequel on assure son refroidissement par circulation forcée d'air autour des tubes L'air est brassé par un ventilateur qui est très souvent monté sur la même armoire que la pompe à eau.

On admet en general que le coefficient global d'echange de chaleur est de l'ordre de 4000 à 6000 W/m² °C (m² de surface frontale du radiateur et par degres de difference de temperature entre l'eau et l'air exterieur) et ceci pour une vitesse fictive de l'air de 10 m/s et une vitesse fictive de l'eau de 0,1 m/s donc la quantite de chaleur evacuer par le radiateur est:

$$Q = Kg S (T_{eau} - T_{air}) \quad (50)$$

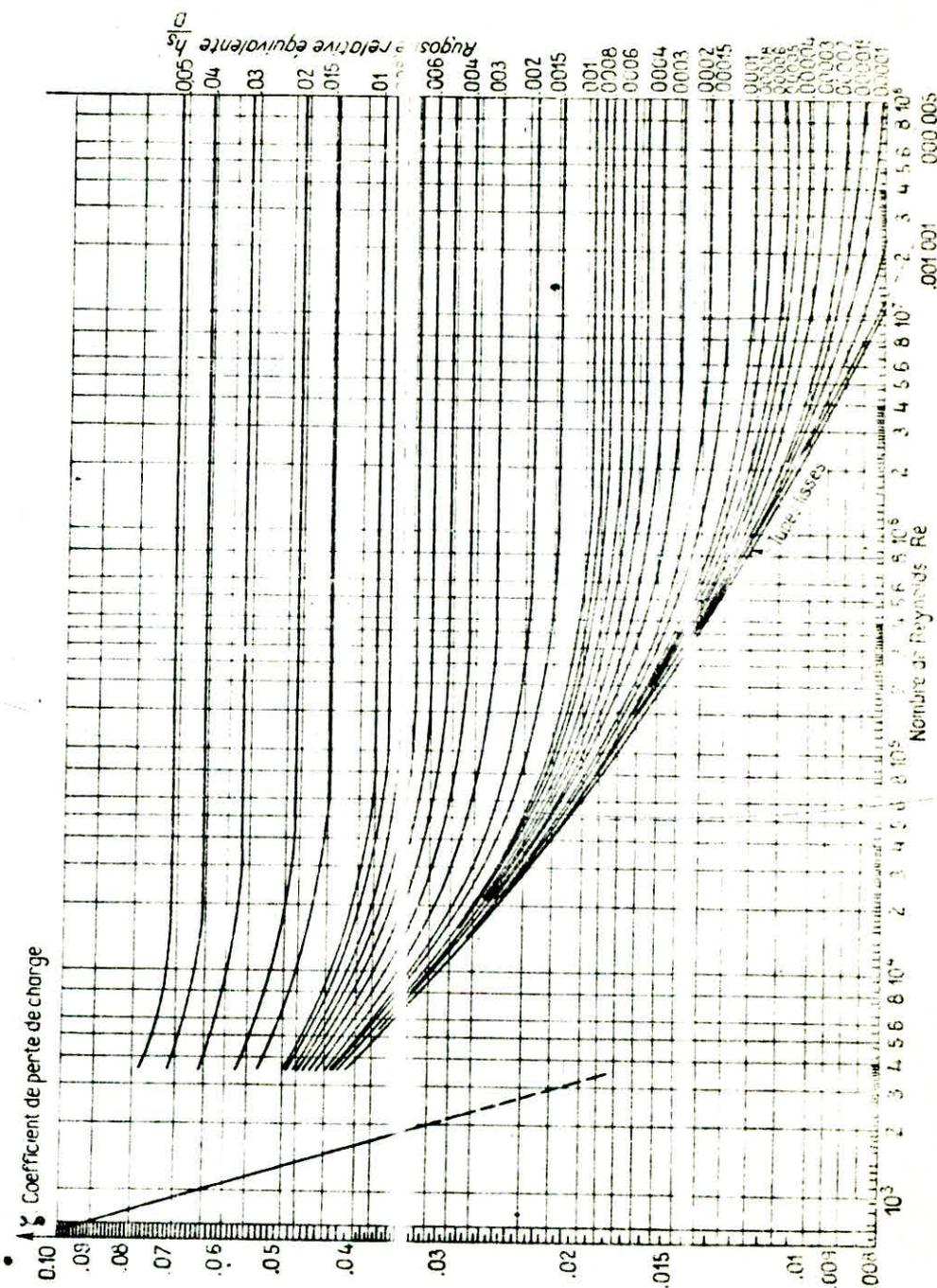


FIG. 45. — Coefficient de perte de charge des tubes rugueux du commerce.

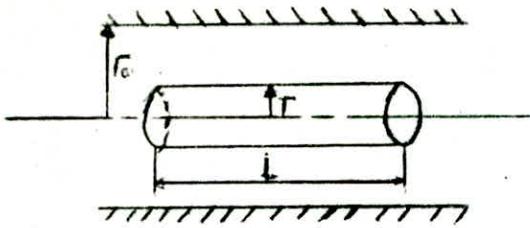


Fig 13

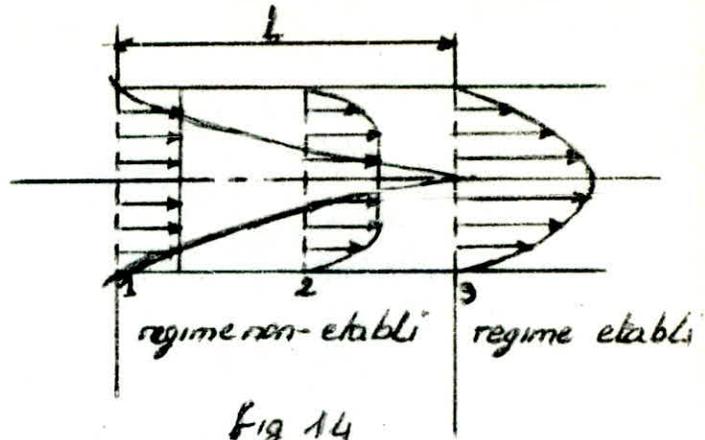


Fig 14

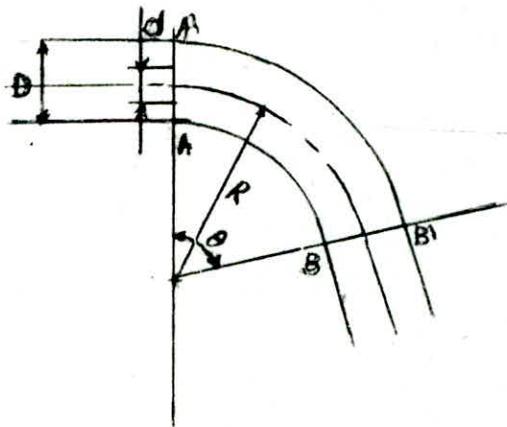


Fig 16

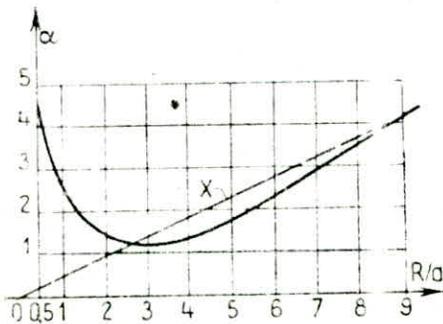


Fig 17

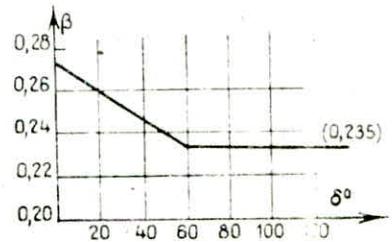


Fig. 18

9- La fatigue du metal dû à l'écoulement de la chaleur (9) (39)

La différence de température intérieur et extérieur d'une paroi détermine la fatigue du métal.

La partie interne retenue par la partie externe qui est la plus froide empêche le métal de se dilater librement et se trouve en état de compression; tandis que l'autre partie interne se trouve en état de tension. Un calcul préliminaire nous fait connaître l'importance de la fatigue.

Soit α le coefficient de dilatation du métal, D le diamètre extérieur à 0°; admettons que la paroi prend les dimensions correspondant à la température moyenne $\frac{T_{1p} + T_{2p}}{2}$; la circonférence extérieure sera $\pi D + \pi D \alpha \left(\frac{T_{1p} + T_{2p}}{2} \right)$ (51)

Or à la température T_{2p} , cette circonférence est de

$$\pi D + \pi D \alpha T_{2p} \quad (52)$$

L'allongement B est:

$$B = \pi D + \pi D \alpha \left(\frac{T_{1p} + T_{2p}}{2} \right) - \pi D - \pi D T_{2p} \alpha$$

$$B = \pi D \alpha \left(\frac{T_{1p} - T_{2p}}{2} \right) \quad (53)$$

Le rapport de cet allongement à longueur initial est :

$$A = \alpha \left(\frac{T_{1p} - T_{2p}}{2} \right) \quad (54)$$

La charge N du métal correspondant à un certain allongement est

$$N = E A \text{ avec } E: \text{ module d'élasticité}$$

$$N = \alpha E \left(\frac{T_{1p} - T_{2p}}{2} \right) \quad (55)$$

Donc la fatigue du métal est proportionnelle à la différence de température.

Pour établir une comparaison avec la tension N résultante de la pression intérieure qui s'exprime approximativement par:

$$N^1 = \frac{PD}{2e} \quad (56) \text{ avec: } P \text{ Pression intérieure du cylindre}$$

e Epaisseur de la paroi
D Diamètre du cylindre extérieur

Si $N-N^1 > 0$ on déduit que la fatigue du métal résultant de l'écoulement (40) du flux de chaleur sera plus élevée que celle qui est déterminée par la pression interne. On remarque que la formation du dépôt sur la surface de la chemise augmente d'une façon considérable. La résistance à l'écoulement de la chaleur, à titre d'exemple, il suffit que l'épaisseur des dépôts soit égale à $\frac{1}{10}$ environ de l'épaisseur de la paroi métallique.

1) Généralités :

Par refroidissement direct, on entend que l'air absorbe de façon immédiate la chaleur à la surface des cylindres et culasses à ailettes, présentes. Les incontestables intérêts de poids et d'encombrement, simplicité d'utilisation et d'entretien, absence de précautions à prendre contre le gel.

Les procédés modernes de la fonderie facilitent l'établissement d'ailettes dont l'épaisseur, la profondeur et l'écartement sont dessinés pour un écoulement d'air satisfaisant. Des nécessités peu compatibles, c'est-à-dire une chambre de combustion très chaude et une température uniforme à la périphérie de la culasse très chaude.

La ventilation est caractérisée par un débit important. L'installation comporte des canalisations à grandes sections pour l'arrivée de l'air frais, l'évacuation de l'air chaud et une soufflante axiale (voir fig 19, 20 à 21) des éléments constituant le système de refroidissement par air.

2) Echange de chaleur entre le gaz chaud et l'air

Les équations exposées dans la partie de refroidissement par eau restent toujours valables en négligeant e/λ , mais le coefficient h_2 est 300 fois inférieur au coefficient h_2 paroi-eau. Pour compenser cette perte il faut donc augmenter la surface des parois externes en recourant aux ailettes.

Le coefficient global de transmission sera :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2 \frac{s}{s}} \quad (57)$$

h_2 = Coefficient de transfert paroi-air

$\frac{s}{s}$ = Rapport de la surface externe à la surface du cylindre et ce rapport est de l'ordre de 15.

L'expérience montre qu'il faut approximativement :

- 80 Kg/Kwh d'air de refroidissement
- Une surface de 0,6 à 1,6 m² d'ailette par litre de cylindrée.
- En pratique, on utilise des vitesses de l'ordre de 50 m/s

REMARQUE

Le coefficient de transmission thermique d'une ailette en acier est donné par la figure 22 .

Le coefficient de transmission thermique ailette-air est donné par la figure 23

soufflante d'air de refroidissement

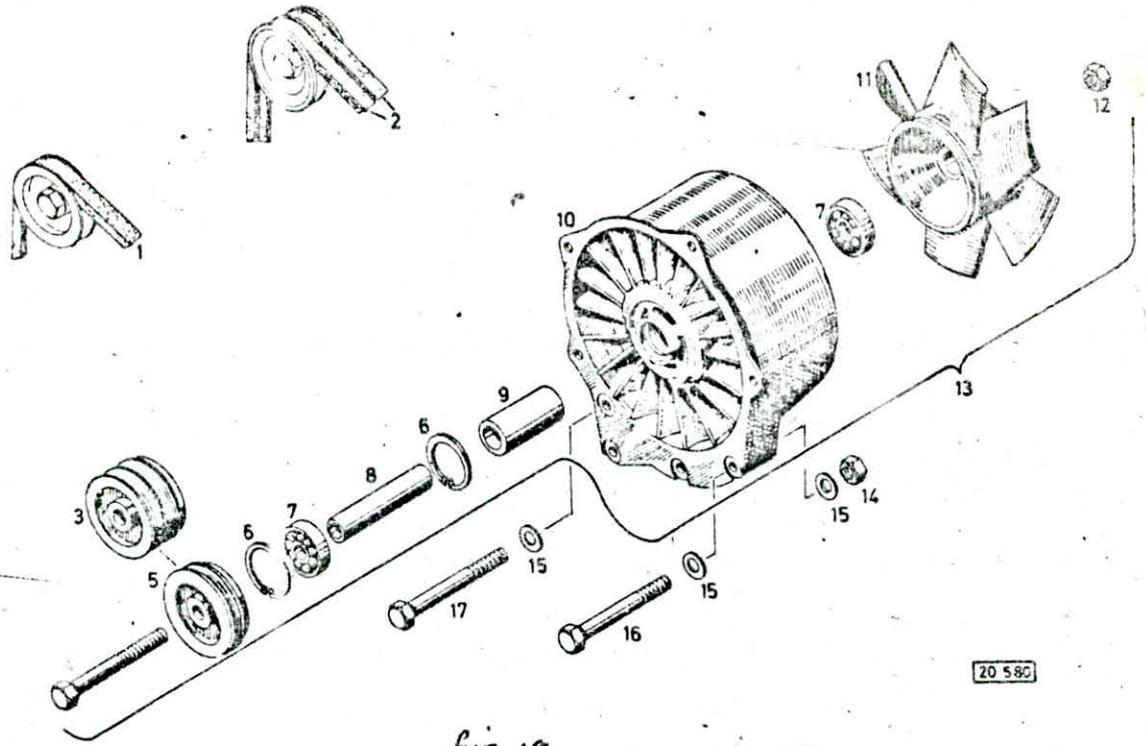


Fig 19

evacuation d'air de refroidissement

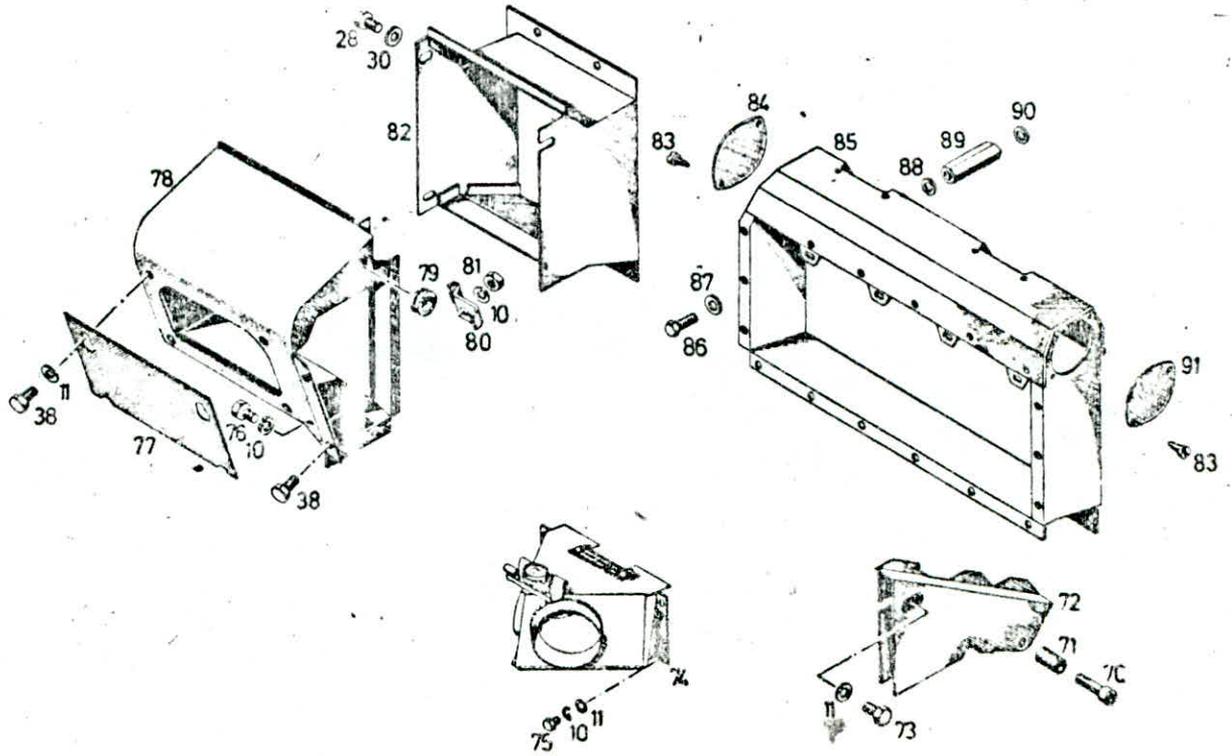
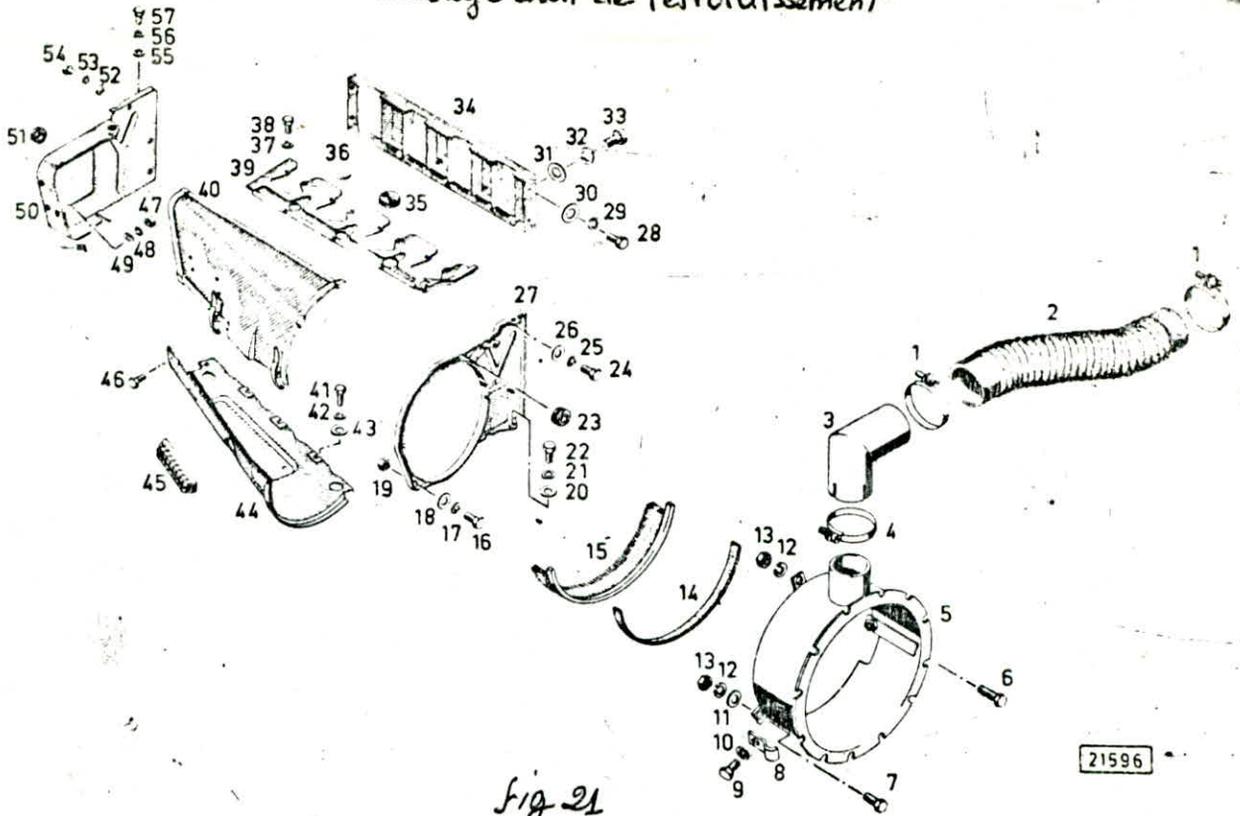


Fig 20

Guidage d'air de refroidissement



21596

Fig 21

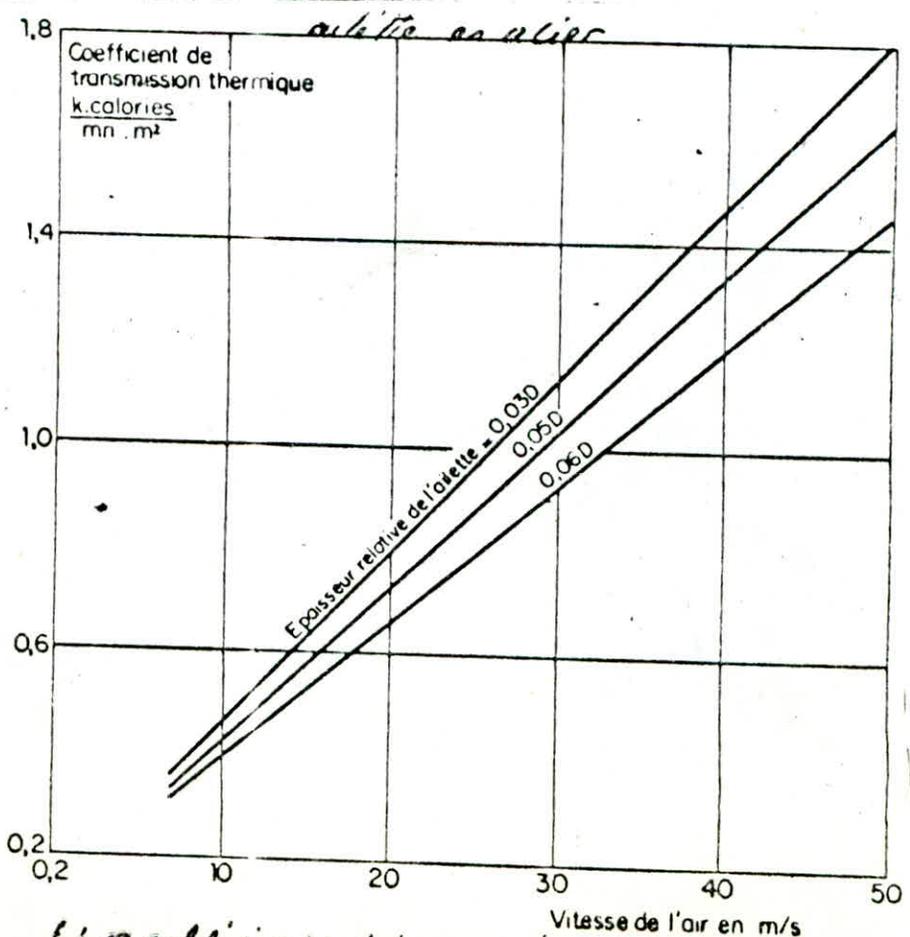


Fig 22 coefficient de transmission thermique

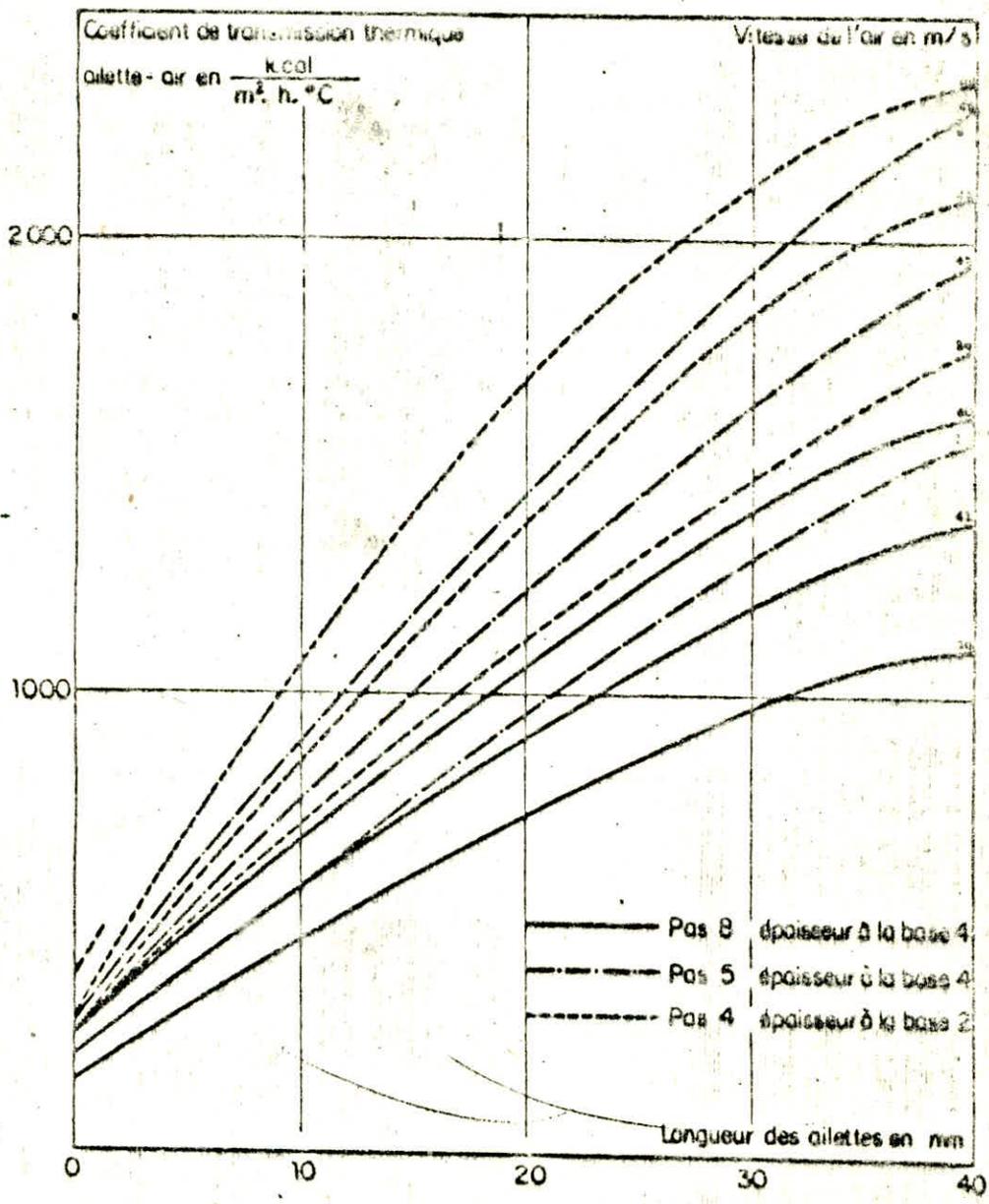


Fig 2 Coefficient de transmission thermique en fonction de la vitesse de l'air, de la forme et du pas des ailettes

Ce type d'ailette se trouve sur les culasses des moteurs refroidit par air.

Considérons l'élément d'ailette de largeur b d'épaisseur a compris entre les sections définies par x et $x+dx$ (voir fig. 244)

L'équilibre éthermique étant atteint, la quantité de chaleur reçue par la section x par conduction est: $dq_1 = -\lambda ab \left(\frac{dt}{dx} \right)_x dt$ (58) et de même la quantité de chaleur reçue par la section $x+dx$ peut s'écrire :

$$dq_2 = -\lambda ab \left(\frac{dt}{dx} \right)_{x+dx} dt \quad (59)$$

La quantité $dq = dq_1 - dq_2$ représente la chaleur cédée au milieu extérieur

$$dq = 2(a+b) dx h_2 (t - t_2) dt \quad (60)$$

Avec t_2 , la température de l'air ambiant et t la température d'élément d'épaisseur dx situé à x de la paroi de la culasse:

$$dq = -\lambda ab \left[\left(\frac{dt}{dx} \right)_x - \left(\frac{dt}{dx} \right)_{x+dx} \right] dt \quad (61)$$

$$\left(\frac{dt}{dx} \right)_{x+dx} = \left(\frac{d^2 t}{dx^2} \right) dx + \left(\frac{dt}{dx} \right)_x \quad (62)$$

$$dq = 2h_2 (a+b) (t - t_2) dx dt \quad (63)$$

de l'équation (62) & (63) on a :

$$t - t_2 = \frac{\lambda}{h_2} \frac{ab}{2(a+b)} \frac{d^2 t}{dx^2} \quad (64)$$

$$\text{En posant } K^2 = \frac{2h_2}{\lambda} \frac{a+b}{ab} \quad (65)$$

Cette équation différentielle a pour solution générale $t - t_2 = A e^{Kx} + B e^{-Kx}$ (66)

Les coefficients A & B s'obtiennent à partir des conditions aux limites.

On remarque deux cas de figures

1er cas: Ailette de longueur infinie

pour $x = \infty$ $t = t_2$ donc $A = 0$

pour $x = 0$ $t = t_{2p}$ donc $B = t_{2p} - t_2$

La solution est : $t - t_2 = (t_{2p} - t_2) e^{-Kx}$ (67)

Ce type d'ailette se trouve sur les culasses des moteurs refroidit par air.

Considérons l'élément d'ailette de largeur b d'épaisseur a compris entre les sections définies par x et $x+dx$ (voir fig. 24)

L'équilibre éthermique étant atteint, la quantité de chaleur reçue par la section x par conduction est: $dq_1 = -\lambda ab \left(\frac{dt}{dx} \right)_x dt$ (58) et de même la quantité de chaleur reçue par la section $x+dx$ peut s'écrire :

$$dq_2 = -\lambda ab \left(\frac{dt}{dx} \right)_{x+dx} dt \quad (59)$$

La quantité $dq = dq_1 - dq_2$ représente la chaleur cédée au milieu extérieur

$$dq = 2(a+b) dx h_2 (t - t_2) dt \quad (60)$$

Avec t_2 , la température de l'air ambiant et t la température d'élément d'épaisseur dx situé à x de la paroi de la culasse:

$$dq = -\lambda ab \left[\left(\frac{dt}{dx} \right)_x - \left(\frac{dt}{dx} \right)_{x+dx} \right] dt \quad (61)$$

$$\left(\frac{dt}{dx} \right)_{x+dx} = \left(\frac{d^2t}{dx^2} \right) dx + \left(\frac{dt}{dx} \right)_x \quad (62)$$

$$dq = 2h_2 (a+b) (t - t_2) dx dt \quad (63)$$

de l'équation (62) & (63) on a :

$$t - t_2 = \frac{\lambda}{h_2} \frac{ab}{2(a+b)} \frac{d^2t}{dx^2} \quad (64)$$

$$\text{En posant } K^2 = \frac{2h_2}{\lambda} \frac{a+b}{ab} \quad (65)$$

Cette équation différentielle a pour solution générale $t - t_2 = A e^{Kx} + B e^{-Kx}$ (66)

Les coefficients A & B s'obtiennent à partir des conditions aux limites.
On remarque deux cas de figures

1er cas: Ailette de longueur infinie

pour $x = \infty$ $t = t_2$ donc $A = 0$

pour $x = 0$ $t = t_2p$ donc $B = t_2p - t_2$

La solution est : $t - t_2 = (t_2p - t_2) e^{-Kx}$ (67)

2eme cas : ailette de longueur finie

pour $x = 0$ $t = t_{2p}$

pour $x = l$ $\frac{dt}{dx} = 0$

de ces deux équations on trouve :

$$A = (t_{2p} - t_2) \frac{e^{-kl}}{e^{kl} + e^{-kl}} \quad (67)$$

et

$$B = (t_{2p} - t_2) \frac{e^{kl}}{e^{kl} + e^{-kl}} \quad (68)$$

La solution sera :

$$t - t_2 = (t_{2p} - t_2) \frac{\text{ch}(kl - kx)}{\text{ch} kl} \quad (69)$$

La température en extrémité d'ailette t_1 est donnée par la relation

$$t_1 - t_2 = (t_{2p} - t_2) \cdot \frac{1}{\text{ch} Kl} \quad (70)$$

4) Ailette de fût de cylindre

(47)

On considère une ailette circulaire disposé à la périphérie d'un cylindre de moteur dans lequel évoluent des gaz dont la température moyenne t_{1m} est déjà déterminée.

Les éléments géométriques sont représentés par la figure 25 comme dans le cas de l'ailette droite, nous allons étudier les échanges de chaleur dans un élément d'ailette définie par le rayon r de hauteur dr et d'épaisseur a .

L'équilibre thermique etat atteint, la différence entre la quantité de chaleur dq_1 traversant la section située à r et la quantité dq_2 traversant la section située à $r + dr$ représente la la chaleur dq cédée par la paroi externe de l'élément dr au milieu extérieur :

$$dq = dq_1 - dq_2 = h_2 2\sqrt{r} dr \cdot 2 (t - t_2) dt \quad (71)$$

$$\text{et } dq_1 = -\lambda 2\sqrt{r} a \left(\frac{dt}{dr} \right)_r \quad (72)$$

$$dq_2 = -\lambda 2\sqrt{r+dr} a \left(\frac{dt}{dr} \right)_{r+dr} dt \quad (73)$$

$$\text{de ceci on aura } t-t_2 = -\frac{\lambda a}{2h_2 r dr} \left[r \left(\frac{dt}{dr} \right)_r + (r+dr) \left(\frac{dt}{dr} \right)_{r+dr} \right] \quad (74)$$

$$\left(\frac{dt}{dr} \right)_{r+dr} = \left(\frac{d^2 t}{dr^2} \right) dr + \left(\frac{dt}{dr} \right)_r \quad (75)$$

$$\text{d'où } t-t_2 = \frac{\lambda a}{2h_2} \left[\frac{d^2 t}{dr^2} + \frac{dt}{r dr} \right] \quad (76)$$

$$\text{en posant } K^2 = \frac{2h_2}{\lambda a} \quad (77)$$

On peut changer la forme de l'équation :

$$\frac{d^2 t}{dr^2} + \frac{dt}{r dr} - K (t - t_2) = 0 \quad (78)$$

t est une fonction de BESSEL modifié. La solution générale de l'équation différentielle du second ordre à coefficient non-constants est :

$$t - t_2 = AI(kr) + Bk(kr) \quad (79)$$

$I(kr)$ & $k(kr)$ étant les fonctions de BESSEL que l'on trouve dans les tables numériques en fonction de la variable r

Les constantes A & B étant déterminés à partir des conditions aux limites.

$$\begin{aligned} \text{pour } r = r_i & \quad t = t_{2p} \\ \text{pour } r = r_e & \quad \frac{dt}{dr} = 0 \end{aligned}$$

on aura donc :

$$A = (t_{2p} - t_2) \frac{k_i(kr_e)}{k_i(kr_e)I_0(kr_i) - k_0(kr_i)I_i(kr_e)} \quad (80)$$

$$B = (t_{2p} - t_2) \frac{I_i(kr_i)}{k_0(kr_i)I_i(kr_e) - k_i(kr_e)I_0(kr_i)} \quad (81)$$

Finalement

$$t - t_2 = t_{2p} - t_2 \frac{k_i(kr_e)I(kr) - k_0(kr)I_i(kr_e)}{k_i(kr_e)I_0(kr_i) - k_0(kr_i)I_i(kr_e)} \quad (82)$$

On peut même donner une solution approchée en négligeant le terme $\frac{dt}{dr}$. Ce qui revient à négliger en fait la variation de rayon de r_i à r_e souvent si l'on considère que r_e de l'ordre de 70mm et r_i de l'ordre de 60mm.

L'équation est :

$$t - t_2 = \frac{1}{k^2} \frac{d^2 t}{dr^2} \quad (83)$$

La solution de cette équation est déjà étudiée pour l'ailette droite:

$$t_1 - t_2 = (t_{2p} - t_2) \frac{1}{\text{ch } kh} \quad (84)$$

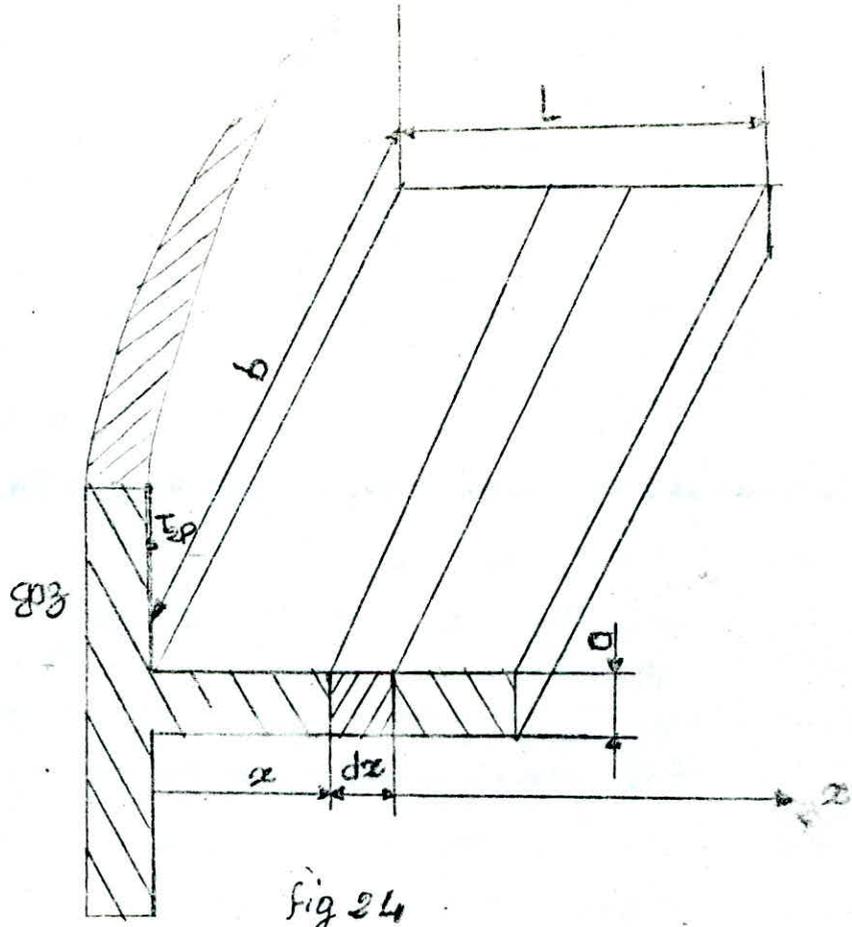


fig 24

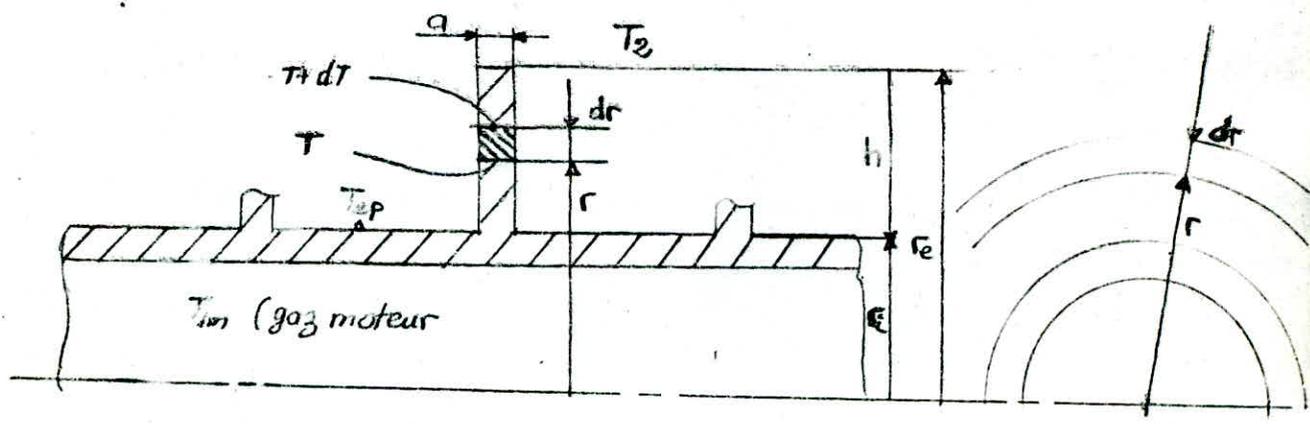


fig 25

Table 3 des valeurs numériques des fonctions de BESSEL I_0, I_1, k_0, k_1

d'après G. GOUDET - MASSON & Cie.

X	$I_0 (X)$	$I_1 (X)$	$k_0 (X)$	$k_1 (X)$
0	1,0000	0	∞	∞
0,5	1,0635	0,2579	0,92442	1,65641
1	1,2661	0,5652	0,42097	0,60193
1,5	1,6467	0,9817	0,21380	0,27740
2	2,2796	1,5906	0,11390	0,17891
2,5	3,2900	2,571	0,06234	0,07890
3	4,8808	3,9534	0,03475	0,04015
3,5	7,3780	6,208	0,01960	0,02224
4	11,3020	9,7595	$11,1605 \cdot 10^{-3}$	$12,4831 \cdot 10^{-3}$
4,5	17,4800	15,389	$6,3994 \cdot 10^{-3}$	$7,0780 \cdot 10^{-3}$
5	27,2400	24,3360	$3,6913 \cdot 10^{-3}$	$4,0448 \cdot 10^{-3}$
5,5	42,6900	38,590	$2,1386 \cdot 10^{-3}$	$2,3255 \cdot 10^{-3}$
6	67,2340	61,3420	$12,4407 \cdot 10^{-4}$	$13,439 \cdot 10^{-4}$
6,5	106,2900	97,730	$7,2586 \cdot 10^{-4}$	$7,7990 \cdot 10^{-4}$
7	168,5800	156,040	$4,2474 \cdot 10^{-4}$	$4,5411 \cdot 10^{-4}$
7,5	268,20	249,60	$2,4917 \cdot 10^{-4}$	$2,6529 \cdot 10^{-4}$
8	427,60	399,90	$1,4647 \cdot 10^{-4}$	$1,5536 \cdot 10^{-4}$
8,5	683,20	641,60	$8,6252 \cdot 10^{-5}$	$9,1200 \cdot 10^{-5}$
9	1093,60	1030,90	$5,0879 \cdot 10^{-5}$	$5,3642 \cdot 10^{-5}$
9,5	1753,00	1658,00	$3,0065 \cdot 10^{-5}$	$3,1604 \cdot 10^{-5}$
10	2778,7840	2778,79	$1,7779 \cdot 10^{-5}$	$1,8648 \cdot 10^{-5}$

5 Les Dispositions

Les ailettes doivent être disposées transversalement par rapport à l'axe du cylindre de façon à être balayées entièrement par le courant d'air de refroidissement.

Le profil d'ailette le plus fréquemment utilisé reste le profil trapézoïdale dont les dimensions de base sont de l'ordre de $D/20$ à $D/60$ (D alésage du cylindre). La hauteur du trapèze c'est-à-dire la longueur de l'ailette dépend de l'épaisseur de la base et la vitesse de l'air voir abaque fig 26.

Le pas d'implantation des ailettes doit être aussi réduit que possible sa valeur dépend essentiellement du matériau utilisé et de possibilité d'obtention: alliage léger ou font.

Il est inutile d'exagérer la longueur d'ailette par ce que l'échange de chaleur change peu. L'usinage améliore le coefficient de convection H_2 ailette-air, cette opération reste cependant très onéreuse et limitée à certaines applications aéronautiques.

6 Les moyens d'améliorer le refroidissement.

L'augmentation du débit d'air par m^2 d'ailettes, fait croître le coefficient de convection ailette-air H_2 .

Il existe deux solutions pratiques dont la manière de créer la circulation de l'air autour des cylindres.

-a). Ailettes seules sans appareil de circulation.

Cette technique s'applique aux moteurs mobiles, on constate que:

- Le débit et la vitesse de l'air sont en fonction de la vitesse du véhicule (moto, motocyclette.....)
- Elle présente de très gros inconvénients d'un mauvais refroidissement à l'arrêt du véhicule, les seuls transferts de chaleur se font par rayonnement et convection naturelle. La conséquence de ceci est que le moteur chauffe anormalement, phénomène fréquent en circulation dans les grandes agglomérations.
- Les voitures de petites cylindrées ; le système est souvent complété par un ventilateur permettant d'atténuer cet inconvénient.

- pour améliorer le transfert de chaleur, les chemises sont en alliages légers et la face interne étant chromée pour améliorer les qualités frottantes.

b) Ailette avec circulation forcée d'air.

Cette solution est utilisée pour les moteurs de petites cylindrées, stationnaire ou moteur de moyenne cylindrée (diesel), l'air est canalisé à l'aide des déflecteurs en tôle vers les cylindres et les culasses afin d'améliorer les échanges de chaleur par convection. On observe pour les moteurs refroidis par air des températures de l'ordre :

$$\overline{T}_2 = 30^\circ \text{ C} \text{ Pour l'air extérieur}$$

$$\overline{T}_{2p} = 170^\circ \text{ C} \text{ Pour le pied de l'ailette}$$

$$\overline{T}_{1p} = 190^\circ \text{ C} \text{ Pour la paroi interne}$$

Le débit d'air de refroidissement peut atteindre 15 fois le débit massique d'air comburant.

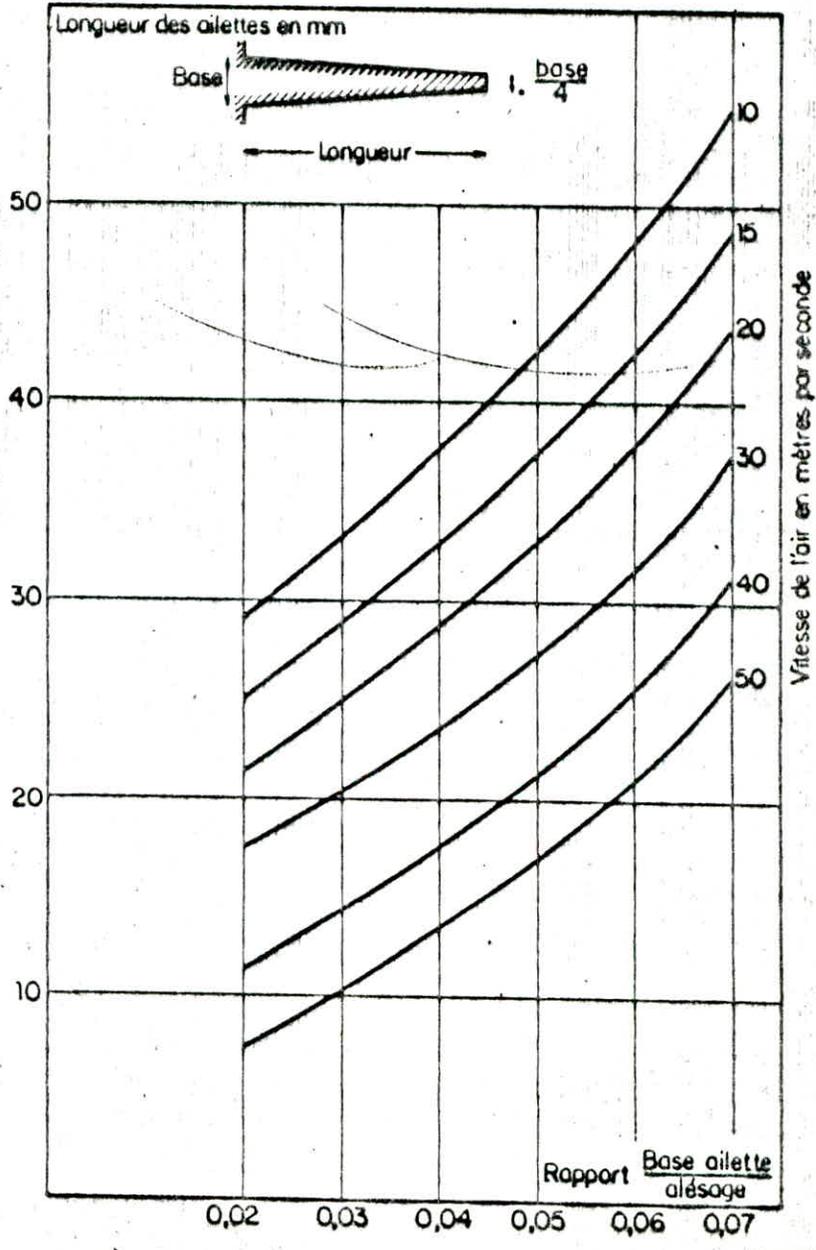


fig 25 profil trapezoidale de l'ailette en fonction de la vitesse de l'air

7 VENTILATEUR.

La circulation de l'air autour des cylindres et culasses se fait à l'aide de ventilateur axiale ou helico centrifuge. Le debit d'air doit permettre de ne pas depasser une temperature de 80°C de l'air sortant. La pression à fournir depend généralement du type d'ailettage, du nombre de cylindre, de la vitesse et de la densité de l'air. Elle varie de 100 à 400mm d'eau. cette pression:

- Croit comme (vitesse de l'air)^{1,5} au regime laminaire
- Croit comme (vitesse de l'air)³ au regime turbulent

La quantité d'air correspondante est :

$$q_h = \frac{Q}{\Delta T C_{sp}} \dots\dots\dots (85)$$

L'indice h représente les heures.

Q quantité de chaleur en calorie

ΔT : Ecart de temperature moyenne de l'air

C_{sp} : Chaleur spécifique de l'air en calorie par (m)³

Si la section disponible entre les ailettes est de S en m², on peut en deduire

La vitesse entre les ailettes lors de l'entrée est de :

$$V = \frac{q_{seconde}}{S} \quad (86)$$

$q_{seconde}$ en m³/s

S : en m²

V : en m/s

Après echauffement au contact des cylindres et culasses la vitesse à la sortie devient:

$$V' = V \frac{273 + T_2}{273 + T_1} \dots\dots\dots; (87)$$

T1 = temperature entrée de l'air

T2 = temperature sortie de l'air

La puissance absorbée par le ventilateur en chevaux et de :

$$P = \frac{q_{seconde} \times p}{1,15 \times 75 \times \eta} \dots\dots\dots (88)$$

p: pression barometrique en metre d'eau

η : rendement du ventilateur

En générale, la puissance absorbée par le ventilateur au regime nominal varie de 3% à 7% de la puissance utile du moteur.

Les deux systemes de refroidissement presentent des avantage et des inconvenients.

La reduction du poids des moteurs refroidis à air est appréciée par rapport au refroidissement à eau. De plus le radiateur est de construction fragile et pose de probleme lorsque le moteur est à l'arriere du vehicule.

Le refroidissement à air est necessaire pour les engins de chatiers où la main d'oeuvre a des connaissances insuffisantes sur l'entretien. Il convient dans les les regions où les basses temperatures accroissent le gel.

Le demarrage du moteur refroidis à air est plus facile que le moteur refroidis à eau. Vu que dans le premier, la temperature augmente dès les premiers tours, par contre dans le deuxieme il faut plus de tours pour chauffer l'eau, ainsi qu'il y a condensation à l'interieur du cylindre causé par les basses temperatures du milieu exterieur. Ceci amène à dire que le moteur refroidis à air economise le combustible c'est-à-dire que sa puissance est utilisé dès la mise en marche.

Avec le refroidissement à air, la reduction du bruit est moins aisée que dans les moteurs refroidis à eau ou le réfrigérant et la paroi exterieure forment un matelas insonorisant.

Le refroidissement à air exige une construction des cylindre et culasses independamment, munis des ailettes qui evacuent la chaleur, ceci par les procédés modernes de fonderie. Il est necessaire de prévoir une soufflante de grande debit, vitesse de rotation élevée, qui a pour conséquence un équilibrage très soigné pour éviter les vibrations, et des dispositifs de guidage de l'air pour améliorer les conditions de réfrigérations.

9-COMPLEMENT SUR LE REFROIDISSEMENT.

1). Refroidissement de la soupape d'admission.

La soupape d'admission est refroidie pendant la phase d'admission par le mélange carburé dans le cas du moteur à essence ou par l'air frais dans le cas du moteur diesel.

La température de la tête est de l'ordre de 250°C et la disposition d'une paroi d'eau au voisinage du guide permet d'atteindre des températures voisines de 100°C.

2). Refroidissement de la soupape d'échappement.

La soupape d'échappement est balayée par le flux de chaleur dont les températures sont de 800 à 900° C : Le constructeur est contraint d'utiliser des aciers réfractaires.

Ces aciers sont de types austhémiques à teneur en chrome et en nickel. Dans ces, les températures de fonctionnement en tête de soupape sont voisines de 750° C. Les aciers résistent à l'usure à haute température et à la corrosion conservent les propriétés mécaniques à chaud. La composition chimique contient de 12 à 15% du chrome, du nickel et de 2 à 3% de tungstène. Exemple Z4DCN13 ou Z40CSD10.

Il existe d'autres aciers austhénitiques au chrome manganèse - Nickel avec addition d'azote. L'évacuation de la chaleur reçue par la soupape se fait par le siège pendant le contact, mais surtout par le guide. Pour mieux évacuer le guide doit avoir une longueur suffisante et être baigné dans l'eau de refroidissement de la culasse.

Du point de vue construction, les soupapes creuses remplies de sodium sont meilleures que les soupapes pleines car la température de la soupape creuse est de l'ordre de 600°C. Soit approximativement 150°C moins qu'avec la soupape pleine.

3) Refroidissement des pistons:

Le problème se pose en pratique pour les moteurs diesel, en admet en pratique que ~~quasi~~ le produit de la pression moyenne effective P_{me} par l'alésage est supérieur à 200 ~~gr~~, on fait appel à une source extérieure de refroidissement. Ce rôle est généralement attribué à l'huile de graissage. A cet effet on remarque que les huiles détergentes supportent des températures de l'ordre de 300° C. On distingue deux méthodes de refroidissement:

- Si la charge thermique n'est pas élevée, la solution est la projection d'huile sous la tête du piston.
- Si la charge thermique devient excessive la solution est la circulation d'huile dans la tête du piston.

a) Projection d'huile sous la tête du piston :

Pour un moteur à performance peu élevée, l'huile est prélevée sur le circuit de graissage. Elle parvient jusqu'à l'extrémité du pied de bielle par un canal foré dans l'axe de la bielle, l'extrémité de la bielle est-elle-même forée, l'orifice sert alors grâce au mouvement oscillant de la bielle autour de l'axe du piston tout le fond du piston est balayé par le jet d'huile.

b) Circulation d'huile dans la tête du piston.

Sur certains moteurs dont les pistons sont en alliage léger moulé, on a disposé un serpentin en acier noyé dans la masse. Ce serpentin est parcouru par l'huile acheminée dans des rainures fraisées dans les portées de l'axe de piston.

1) Fiche technique du moteur :

CARACTERISTIQUES DU MOTEUR	NON-SURALIMENTE	SURALIMENTE
Nombre de cylindre	4	4
Alésage en mm	100	100
Course en mm	120	120
Cylindrée globale en litres	3,8	3,8
Vitesse de rotation en tr/mn	2800	2800
Vitesse linéaire moyenne en m/s	11,2	11,2
Puissance en Kw	77,54	77,5
Pression moyenne effective en Kg/cm ²	6,22	8,97
Taux de compression	17	17
Consommation spécifique en g/KwH	221	195,2

Les matériaux utilisés pour la culasse et le cylindre sont respectivement GK AL Mg4 Mn 1Si 4W et fonte 26. La vitesse de rotation de la soufflante est de 6580 tr/mn. En connaissant la vitesse nominale du moteur ainsi que le diamètre de la poulie du vilebrequin et de la soufflante.

Vu que nous n'avons pu obtenir le cycle réel du moteur F4L 912 non-suralimenté pour l'utiliser au calcul de la température moyenne dans le cylindre — Même au niveau du complexe PMA-CMT, le banc d'essai pour faire un calcul pratique de cette température —

Ceci ne nous permet pas d'appliquer la théorie développée pour ce cas. La température des parois internes et externes du cylindre est évaluée sur la base de l'expérience exposée par ASCHILLING (13). Ces courbes de températures sont faites sur des moteurs refroidis à air pour des pressions moyennes effectives de 5,5 Kg/cm² à 7 Kg/cm² et de 85 à 120mm d'alésage. Nous remarquons que le moteur en vu d'étude est compris dans les limites de ces courbes.

A) Culasse

La surface totale des ailettes :

$$S = 1947,2 \text{ cm}^2$$

La température atteinte par les surfaces externes de la culasse est (200°) (relevée sur banc d'essai du complexe moteur-tracteur) et la température de l'air est de 30°C.

Adoptant un coefficient de convection de 230 W/m² °C pour une vitesse de l'air de 40m/s (2)

La quantité de chaleur évacuée par unité de temps est :

$$Q = H_2 S (T - T_2) \text{ où } S \text{ est la surface des ailettes}$$

$$Q = 230 \times 1947,2 \times 10^{-7} (200 - 30)$$

$$Q = 7,614 \text{ KW}$$

B) Cylindre

La température moyenne de la paroi externe est donnée sur le diagramme de variation de température des parois.

$$H_2 = 230 \text{ W/m}^2 \text{ °C pour une vitesse de l'air de 40m}$$

$$e = 10 \text{ mm (épaisseur de la paroi du cylindre.)}$$

$$\lambda = 40 \text{ W/m °C coefficient de conductibilité de la fonte}$$

La représentation graphique donne une température moyenne de 183°C, en la comparant à la valeur expérimentale donnée au chapitre III, cette valeur est acceptable.

La quantité de chaleur évacuée par unité de temps est :

$$Q = H_2 S (T - T_2)$$

$$S = 788,7 \text{ (Surface des ailettes) cm}^2$$

$$\text{si } T = 183^\circ\text{C}$$

$$Q = 230 \times 10^{-7} \times 788,7 (183 - 30)$$

$$Q = 2,775 \text{ KW}$$

$$\text{si } T = 170^\circ\text{C (valeur expérimentale)}$$

$$Q = 2,540 \text{ KW}$$

Au total la quantité de chaleur évacuée par le cylindre et la culasse est :

$$Q_t = 4(2,775 + 7,614) = 41,556 \text{ KW}$$

$$\text{Le rapport } r = \frac{Q}{P_{\text{eff}}} = \frac{41,556}{54} = 0,77$$

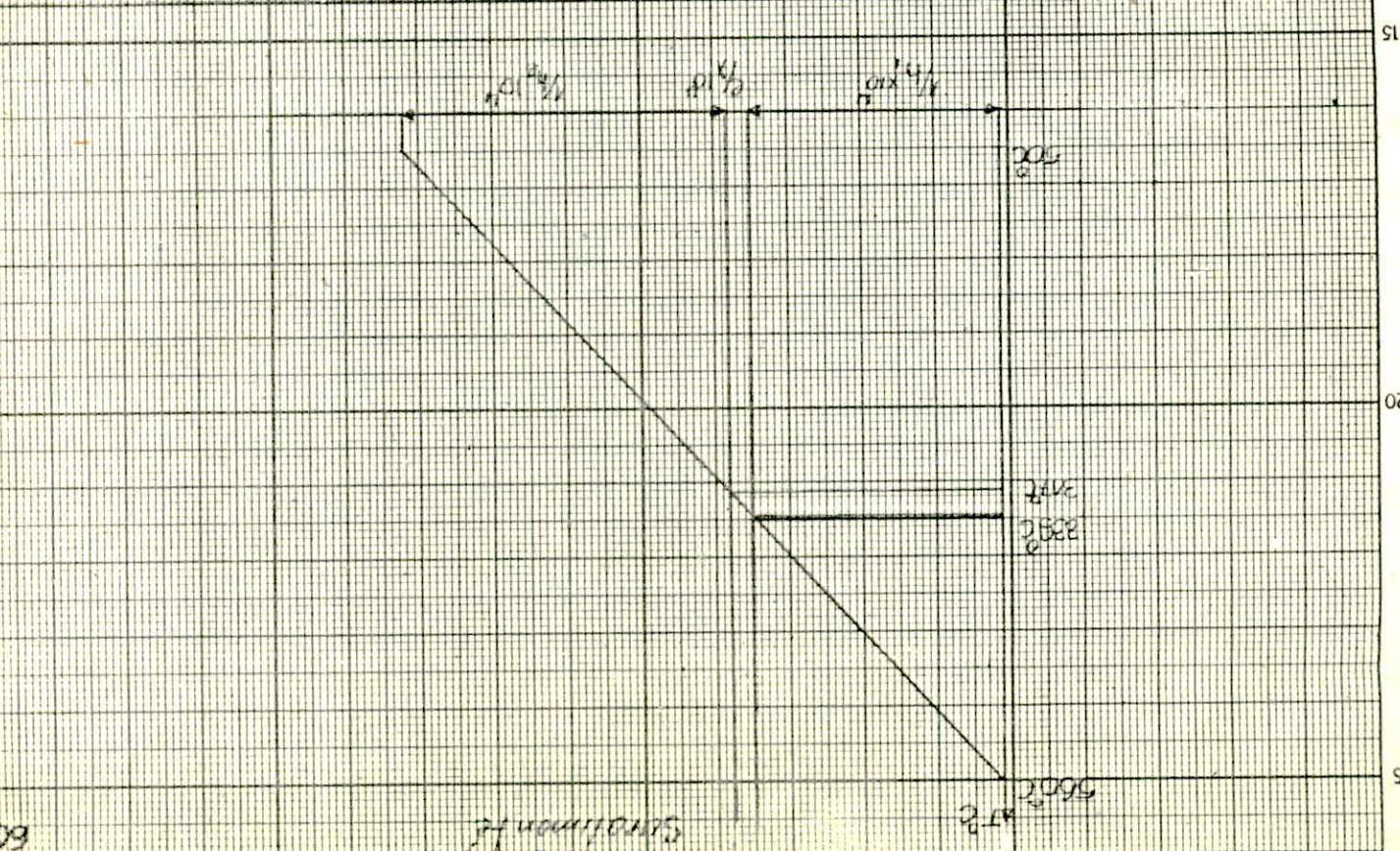
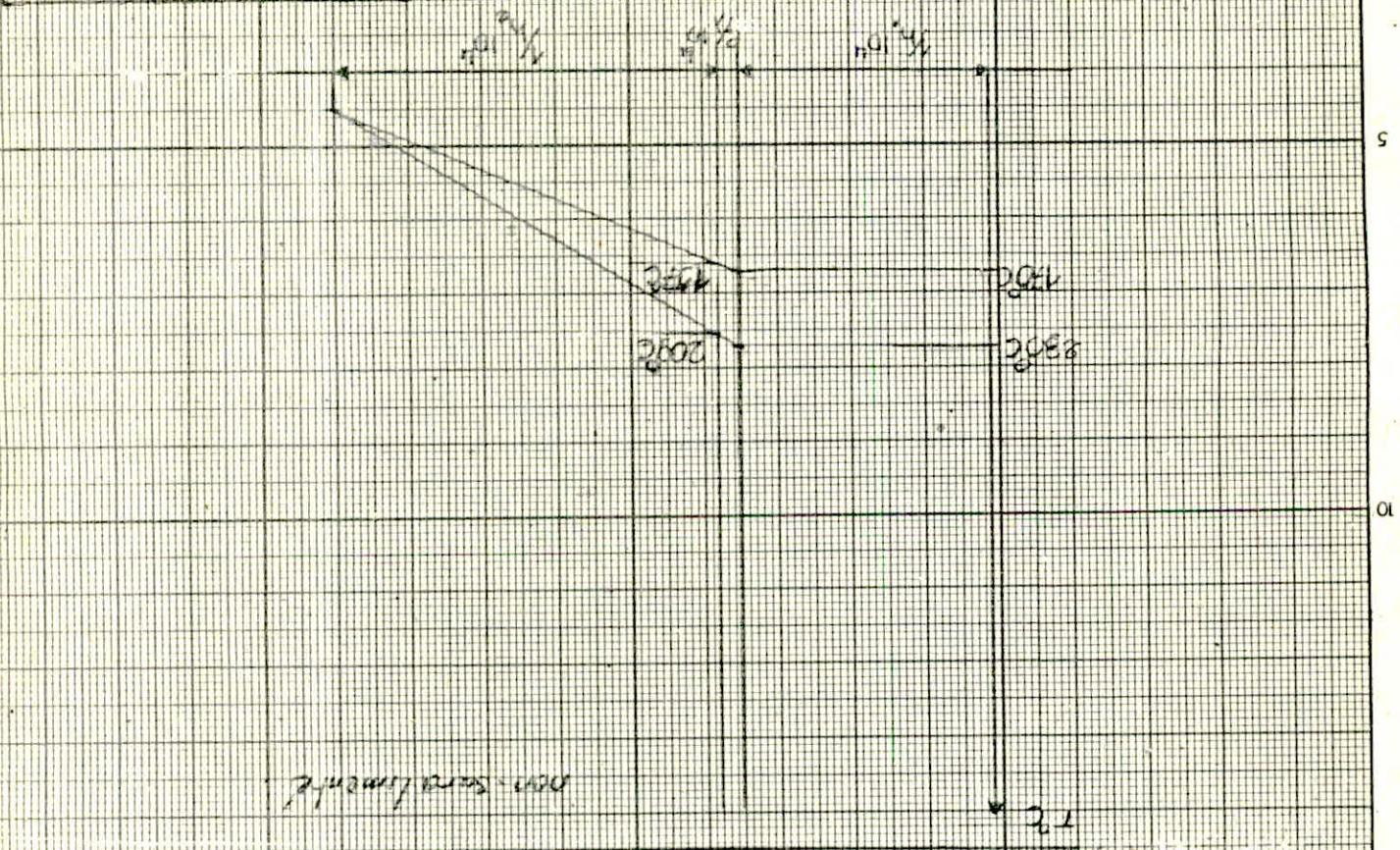
Ce rapport est compris entre 0,7 $\dot{\div}$ 0,8 donné pour le moteur non-suralimenté à injection directe.

Diagramme de variation de température des parois du cylindre

$r = 10 \text{ cm}$

$\frac{e}{r} = 10^{-3}$

3 mm



3) 2 exemples de transmissions de la chaleur dans une ailette du cylindre et de la culasse (61)

a) Cas du cylindre

La température à l'extrémité de l'ailette est donnée par la formule

(84)

$$T_1 - T_2 = (T_{2p} - T_2) \times \frac{1}{\text{ch } Kl}$$

$$T_{2p} = 170^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 30^\circ\text{C}$$

$$H_2 = 230 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

$$\lambda = 40 \text{ W/M}^\circ\text{C pour la fonte}$$

$$a = 2\text{mm}$$

$$L = 4\text{mm}$$

La formule (77) permet de calculer K^2

$$K^2 = \frac{2 \times 230}{40 \times 2 \times 10^{-3}} = 575$$

$$K = 75,83 \text{ 1/r}$$

$$KL = 75,83 \times 4 \times 10^{-3} = 0,303 \text{ m}$$

$$T_1 - T_2 = (183 - 30) \times \frac{1}{\text{ch } 0,303} = 73,12 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_1 = 73,12 + 30 = 103,12 \text{ }^\circ\text{C}$$

Cas de la culasse

La température à l'extrémité de l'ailette est donnée par la formule (70)

$$T_1 - T_2 = (T_{2p} - T_2) \frac{1}{\text{Ch } KL}$$

$$T_{2p} = 200^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 30^\circ\text{C}$$

$$H_2 = 230 \text{ W/ m}^2\text{°C}$$

$$\lambda = 200 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C pour alliage léger}$$

$$a = 2\text{mm}$$

$$b = 230\text{mm}$$

$$l = 3\text{mm}$$

La formule (65) permet de calculer K^2

$$K^2 = \frac{2 \times 230}{200} \times \frac{(2 + 230) 10^{-3}}{(2 \times 230) 10^{-6}} = 1160$$

$$K = 34,06$$

(62)

$$Kl = 34,06 \times 3 \times 10^{-3} = 0,1022 \text{ m}$$

$$T_2 = (170) \times \frac{1}{Ch \ 0,1022} + 30$$

$$T_2 = 114,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4) Cas suralimenté

Dans ce paragraphe, on donne l'ordre de grandeur de la quantité de chaleur évacuée globalement dans le moteur, à cause du manque de documentation sur le refroidissement des moteurs suralimentés. La température moyenne dans le cylindre augmente, la courbe de variation de température à la paroi interne et externe change (Cette augmentation nécessite une étude expérimentale)

Dans ce cas de calcul, nous conservons la même surface d'ailette car toute augmentation de celle-ci n'est pas possible en gardant la même construction du moteur.

Le rapport de la quantité de chaleur en KW/KW_{eff} est de 0,5 — 0,6. Ceci nous permet de connaître les limites.

$$Q_1 = 0,5 \times 77,5 = 38,75 \text{ KW}$$

$$Q_2 = 0,6 \times 77,5 = 46,5 \text{ KW}$$

On constate que la quantité de chaleur globale du moteur non-suralimenté est comprise entre ces 2 limites.

Les températures d'admission, de compression, de combustion et d'échappement, nous permet de calculer une température moyenne dans le cylindre; de l'ordre de 560°C , correspondant à un coefficient de convection de $350 \text{ W/M}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Adoptant un coefficient de convection H_2 supérieur à $230 \text{ W/M}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ soit $270 \text{ W/M}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

Le coefficient d'échange global est :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{H_1} + \frac{1}{H_2}} = \frac{1}{\frac{1}{350} + \frac{1}{270}} = 152,42 \text{ W/M}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La quantité de chaleur évacuée par le cylindre est :

$$Q = KS (T_1 - T_2) \quad \text{où } S \text{ est la surface de la paroi. } S = 376,99 \text{ cm}^2$$

$$Q = 152,42 \times 376,99 \times 10^{-7} (560 - 30)$$

$$Q = 3,05 \text{ KW}$$

Pour la culasse, le calcul n'est pas possible.

CONCLUSION : Avec ce calcul, on ne peut pas conclure que le moteur sera suralimenté; Il est donc nécessaire d'avoir certaines données sur les températures de la culasse pour avancer ce travail.

I : CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS

(63)

Ce projet constitue un outil de calcul du refroidissement par air et par eau et permet l'adaptation de l'un des deux modes pour un moteur donné, travaillant dans les conditions imposées.

L'étude est consacrée au transfert de chaleur des gaz de combustion par convection à travers les surfaces d'échanges du cylindre et la culasse avec le milieu réfrigérant (air, eau). Cette étude permet de calculer certains paramètres de la pompe à eau et la soufflante, de plus, elle fait apparaître des solutions technologiques pour améliorer le refroidissement et les paramètres qui sont soumis à une augmentation afin d'améliorer le transfert de chaleur.

Dans cette étude, nous ne tenons pas compte de la quantité de chaleur évacuée par l'huile de graissage du piston, ainsi que le transfert par rayonnement. L'application que nous avons faite sur le moteur F4L 912 est basée sur les constatations expérimentales des moteurs refroidis à air en général et les valeurs données par PMA-CMT. Nous souhaitons que la partie expérimentale soit faite afin d'obtenir des résultats fiables, à cet effet, nous recommandons de tracer les courbes des températures en fonction de la pression de l'air sur toutes les faces externes de la culasse et la face interne et externe du cylindre, du PMH au PMB, à différentes vitesses de rotation du moteur. Cela est d'une importance accrue pour le calcul exact du transfert de chaleur ainsi de même de tracer la courbe d'évolution de la température des gaz de combustion afin d'obtenir sa moyenne.

 BIBLIOGRAPHIE

- | | | |
|----|---|--|
| 1 | Technologie automobile | FREDERICK C. NASH |
| 2 | Moteur à combustion interne
// OME II | MAX SERRUYS |
| 3 | Moteur diésel | DIDIER JOLIVET |
| 4 | Moteur d'avion | R. MARCHAL
Ingénieur en chef de l'air |
| 5 | Le diésel | PAUL BUREAU / ROGER GUERBER |
| 6 | Machines transformatrices d'énergie
// OME II | LE MASSON |
| 7 | Science et technique des moteurs
diésel et de transport | R. BRUN |
| 8 | Automobile (<u>Aide-mémoire</u>) | Edition DUNOD |
| 9 | Cours de construction de machines
2e partie moteurs à combustion interne | J.C. BOUVET |
| 10 | Théorie succincte, description conduite
et entretien du moteur diésel | Y. LE GALLOU avec la collaboration
de BOUNHOURE |
| 12 | Cours d'hydraulique | B. NEKRASSOV |
| 12 | Turbo-machine, hydraulique et thermique | MARCEL S2DILLE |
| 13 | Les huiles pour moteurs et le graissage
des moteurs // OME II | A. SCHILLING |

