

15/95

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'EDUCATION NATIONALE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département : GENIEMECHANIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

## PROJET DE FIN D'ETUDES

### SUJET

**ETUDE ET ELABORATION D'UN PROGRAMME  
INFORMATIQUE  
DE DIMENSIONNEMENT D'UN CIRCUIT  
DE REFROIDISSEMENT D'UN MOTEUR  
DIESEL DE VEHICULE ROUTIER**

proposé par :

S.N.V.I  
(ROUIBA)

Etudié par :

F.NAIT BOUDA  
M.ALLOUCHE

Dirigé par :

M:BENBRAÏKA (E.N.P)  
H.TAZROUTI (S.N.V.I)

PROMOTION : juillet 1995

E.N.P 10 , Avenue Hassen Badi - EL- HARRACH- ALGER

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'EDUCATION NATIONALE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département : **GENIEMECANIQUE**

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

## PROJET DE FIN D'ETUDES

### SUJET

**ETUDE ET ELABORATION D'UN PROGRAMME  
INFORMATIQUE  
DE DIMENSIONNEMENT D'UN CIRCUIT  
DE REFROIDISSEMENT D'UN MOTEUR  
DIESEL DE VEHICULE ROUTIER**

proposé par :

S.N.V.I  
(ROUIBA)

Etudié par :

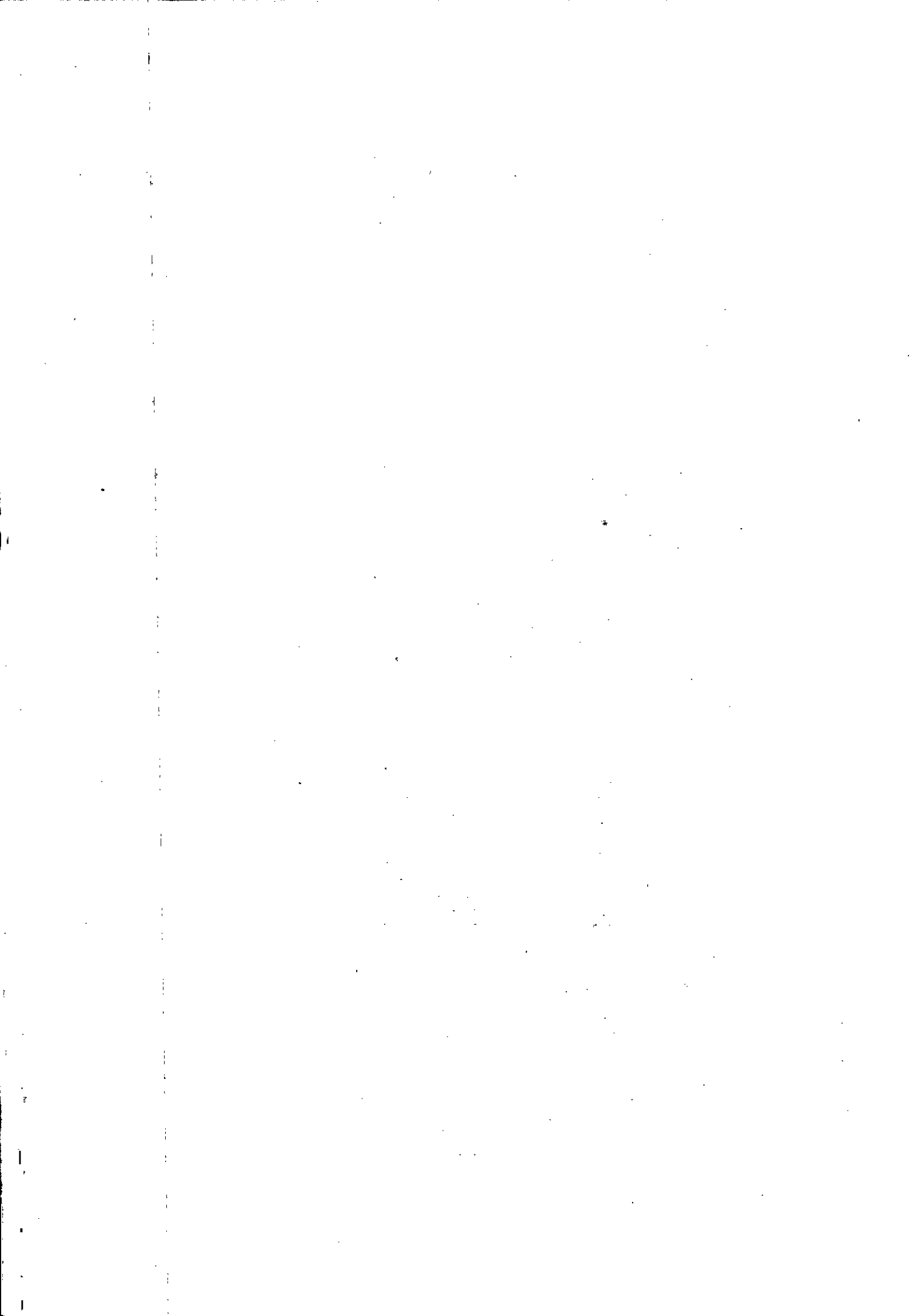
F.NAIT BOUDA  
M.ALLOUCHE

Dirigé par :

M.BENBRAIKA (E.N.P)  
H.TAZROUTI (S.N.V.I)

PROMOTION : juillet 1995

E.N.P 10 , Avenue Hassen Badi - EL- HARRACH- ALGER



بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

- وبه نستعين -

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
المكتبة - BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

الحمد لله الذي بنعمته تتم الصالحات  
وبجونه وتوفيقه تُيسر المعويات  
لحمده سبحانه وتعالى على نعمة الإسلام  
وكفى بها نعمة ، ونحمده على أن يسر  
لنا سلوك سبيل العلم والمعرفة  
ونحمده تبارك وتعالى على أن وفقنا لإتمام  
مسيرتنا الجامعية وإنجاز هذا العمل  
المتواضع والمتمثل في "مذكرة التخرج"  
للحصول على شهادة مهندس دولة  
في الميكانيك والي نسأل الله عز وجل  
أن يوفقنا لتوظيفها في خدمة الإسلام  
وأمة الإسلام -

قال سبحانه وتعالى :  
« واتقوا الله ويعلمكم الله »

« وقل رب زدني علماً »

اللهم علمنا ما ينفعنا وانفعنا بما علمتنا  
وزدنا علماً  
وآخر دعوانا أن الحمد لله رب العالمين

# Dedicaces

Je dedie ce modeste travail à :

- Mes parents
- Mes freres
- Mes sœurs
- Tous mes amis

Moussa

- إلى جميع أفراد عائلتي :  
\* أبي وأمي  
\* جدي وجدتي  
\* إخوتي وأخواتي  
- إلى إخواني في الله في كل مكان  
- إلى كل من نحى بالغالي والنفيس  
في سبيل رفع راية الإسلام  
أهدي هذا العمل المتواضع  
- دعاؤكم الصالح -

{

فصيل

## REMERCIEMENTS

Nous tenons principalement à remercier ,M. BENBRAIKA et H .TAZROUTI pour leur prise en charge de notre projet (P.F.E) , les conseils , le savoir et l'experience qu'ils nous ont transmis tout au long de cette étude.

Nous voudrions associer à nos remerciements R .MOUSSA Directeur des moyens généraux de la S.N.V.I et Mr AMAZIT Directeur de l'UER pour l'aide qu'ils nous ont apporté .

Enfin , Nous exprimons notre grande reconnaissance à tous les enseignants qui ont contribué a notre formation.

## SOMMAIRE

### I INTRODUCTION

1.1 Généralité sur les moteurs .....	1
1.1.1 Définition .....	1
1.1.2 Description du moteur à combustion interne .....	1
1.1.3 Moteur diesel à quatre temps.....	2
1.1.3.1 cycle de travail.....	2
1.1.3.2 caractéristiques du cycle Diésel.....	3
1.1.3.3 caractères généraux.....	5
1.1.4 Les caractéristiques du moteur.....	6
1.2 Notions sur le refroidissement.....	9
1.2.1 Origine de la chaleur dans le moteur.....	9
1.2.2 Nécessité du refroidissement .....	9
1.3 Objectif de l'étude .....	12

### II LE REFROIDISSEMENT PAR EAU

2.1 Les aspects caractérisant le refroidissement à eau .....	13
2.1.1 Le mode d'évacuation de la chaleur.....	13
2.1.2 Température de l'eau de réfrigération.....	13
2.1.3 Présence d'éthylène glycol dans le liquide de refroidissement.....	14
2.2 Type de refroidissement par eau.....	15
2.2.1 Système à thermosiphon.....	15
2.2. Système à pompe.....	16
2.3 Les composants du système de refroidissement par eau.....	19

### III LE REFROIDISSEMENT PAR AIR

3.1 Principe et description.....	26
3.1 Les exigences du refroidissement par air.....	27
3.3 Matériaux des parois en contact avec l'air.....	27
3.4 Comparaison entre les deux systèmes de refroidissement.....	28

## IV DIMENSIONNEMENT DU SYSTEME DE REFROIDISSEMENT PAR EAU

4.1 Conditions requises pour le dimensionnement .....	30
4.2 Bilan thermique .....	30
4.3 Estimation de la chaleur évacuée par le liquide de refroidissement.....	32
4.4 Estimation des températures des fluides refroidisseurs.....	33
4.5 Dimensionnement du radiateur.....	34
4.5.1 Les caractéristiques physiques des fluides.....	34
4.5.2 Débit du liquide de refroidissement .....	34
4.5.3 Les phénomènes d'écoulement et de transfert thermique .....	35
4.5.3.1 Convection à l'intérieur des tubes .....	35
4.5.3.2 Convection à l'extérieur des tubes.....	36
4.5.4 Calcul du KS.....	37
4.5.4.1 Ecoulement de la chaleur.....	37
4.5.4.2 Résistance thermique des jonctions.....	40
4.5.4.3 Rendement des surfaces indirectes.....	40
4.5.4.4 Expression du KS.....	42
4.5.5 Calcul des dimensions du radiateur.....	43
4.5.5.1 Surface latérale des tubes.....	43
4.5.5.2 Hauteur du faisceau.....	45
4.5.5.3 Largeur du faisceau.....	45
4.5.5.4 Section minimale de passage .....	45
4.5.5.5 Section totale d'échange.....	46
4.5.6 Perte de charge dans le faisceau.....	47
4.6 Dimensionnement du ventilateur.....	47
4.6.1 Débit d'air .....	47
4.6.2 Hauteur de charge.....	48
4.6.3 Ecoulement à travers une grille cylindrique de pales.....	50
4.6.3.1 Relation géométrique dans une grille de pales.....	51



4.6.3.2 Relation cinétique dans une grille de pales.....	53
4.6.4 Calcul des dimensions du ventilateur.....	54
4.6.4.1 Vitesse spécifique .....	54
4.6.4.2 Diamètre extérieur de la roue .....	55
4.6.4.3 Vitesse méridienne.....	55
4.6.4.4 Hauteur d'élévation théorique.....	56
4.6.4.5 Nombre de pales.....	56
4.6.4.6 Densité de la grille.....	56
4.7 Application.....	57
4.7.1 Données .....	57
4.7.2 Résultats .....	58
V PROGRAMME .....	61
5.1 Structure du programme.....	61
5.2 Organigramme .....	64
Conclusion .....	66
Annexe 1	
Annexe 2	

## NOTATIONS

m	masse .....	kg
$\rho$	masse volumique .....	kg/m <sup>3</sup>
T	température .....	°C
m	débit massique .....	kg/s
P <sub>mi</sub>	Pression moyenne indiquée .....	Pa
P <sub>me</sub>	Pression moyenne effective .....	Pa
V	Cylindrée totale .....	m <sup>3</sup>
V <sub>u</sub>	Cylindrée unitaire .....	m <sup>3</sup>
C <sub>s</sub>	Consommation spécifique .....	g/ch.h
P <sub>e</sub>	Puissance effective .....	kw ou ch
W <sub>e</sub>	travail effectif .....	KJ
$\dot{W}$	Puissance développée .....	kw ou ch
W	travail ; vitesse relative .....	kw ; m/s
Q	Chaleur .....	KJ
$\dot{Q}$	flux thermique .....	kw
H	enthalpie ; hauteur de charge .....	KJ ; m
$\dot{H}$	flux d'enthalpie .....	KW
P <sub>ci</sub>	pouvoir calorifique inférieur .....	KJ/kg
C	Couple ; vitesse absolue .....	dan . m ; m/s
N	vitesse de rotation .....	tr/min
$\omega$	vitesse angulaire .....	rd/s
$\eta$	rendement	
$r_t$	rendement thermométrique de l'échangeur	
h	coefficient de convection.....	kw/ m <sup>2</sup> . °C

$\lambda$	conductivité thermique .....	$\text{kw/m} \cdot ^\circ\text{C}$
$C_p$	capacité thermique à pression constante .....	$\text{KJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$
$d$	diamètre .....	$\text{m}$
$R_j$	Résistance thermique .....	$\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C/kw}$
$\mu$	Viscosité dynamique absolue .....	$\text{Pa} \cdot \text{s}$
$S$	surface .....	$\text{m}^2$
$V_0$	vitesse d'avance du véhicule .....	$\text{m/s}$
$U$	vitesse d'écoulement ; vitesse périphérique .....	$\text{m/s}$
$\dot{q}_v$	débit volumique .....	$\text{m}^3 / \text{s}$
$K$	coefficient d'échange globale.....	$\text{kw/ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$
$h_f$	hauteur du faisceau .....	$\text{m}$
$L_f$	largeur du faisceau.....	$\text{m}$
$\Delta P$	perte de charge.....	

### Indices inférieurs

a	air , ailette , ou auxiliaire
e	eau, effectif ou extérieur
I	indiqué ou indirecte
f	frottement, fuite ou faisceau
Pc	produits de combustion
MR	mélange réactionnel
P	perte ou paroi
C	combustible ou combustion
m	mécanique , maximum , méridien ou moyen
ar	arbre
CR	convexion, radiation
j	jonction

D	directe
t	tube
th	thermodynamique
h	hydraulique
u	composante périphérique
o	ambient
1;2	entrée ; sortie

## I-INTRODUCTION

### 1-1 - GENERALITES SUR LES MOTEURS THERMIQUE :

1-1-1- Définition : Le moteur thermique est un organe qui transforme en travail mécanique une énergie thermique contenue dans un combustible après que celui-ci subit une combustion exothermique.

Cette combustion peut se faire :

- A l'extérieur du moteur, on le dénomme alors : « moteur à combustion externe ».
- A l'intérieur du moteur, on le dénomme alors : « moteur à combustion interne ».

Les moteurs à combustion interne sont actuellement les plus employés dans les véhicules industriels et moyens de transport et dans les domaines agricoles et de travaux publics.

Selon la nature de combustible employé par le moteur, gazole ou essence, celui-ci est dit : moteur Diesel ou à explosion.

### 1-1-2- Description du moteur à combustion interne :

Les moteurs à combustion interne qu'ils soient Diesel ou à essence ont des pièces communes et des principes de fonctionnement identiques.

Les principaux éléments constituant ces moteurs sont :

- Le cylindre qui sert d'enceinte pour l'air et le combustible.
- Le piston qui coulisse à l'intérieur du cylindre.
- La bielle qui sert de liaison entre le piston et le vilebrequin.
- Le vilebrequin qui transmet le mouvement du piston aux organes de transmission.

On retrouve souvent dans un moteur plusieurs cylindres logés dans le bloc - cylindre ; le haut de celui-ci est obturé par la culasse et le bas par le carter.

### 1-1-3- Le moteur Diesel à quatre temps :

#### 1-1-3-1 Cycle de travail

Ce type de moteur utilise pour son fonctionnement un cycle de travail comprenant quatre phases qui se reproduisent chaque deux tours du vilebrequin, soit quatre courses du piston ; en d'autres termes, chaque course du piston correspond à une phase du cycle.

Les quatre phases du cycle sont :

a : Admission : la soupape d'admission s'ouvre, le piston descend en créant une dépression et l'air pénètre dans le cylindre. Cette phase prend fin aux alentours du P.M.B.

b : La compression : La soupape d'admission se referme, le piston remonte et comprime l'air jusqu'à une pression de l'ordre de 30 à 40 bars, ce qui engendre un accroissement de température de l'air. Cette phase s'achève juste avant le P.M.H.

c : Injection, combustion et détente ; En fin de compression, le combustible pulvérisé est injecté dans la chambre de combustion. Au contact de l'air comprimé à une température élevée, le combustible s'enflamme et la combustion commence à se manifester et produit des gaz qui augmentent très rapidement le volume, ce qui pousse le piston vers le bas et provoque ainsi une détente des gaz de combustion jusqu'au P.M.B.

d : Echappement : La soupape d'échappement s'ouvre et le piston remonte en chassant les gaz brûlés et cela jusqu'au P.M.H.

3

La recherche d'un bon fonctionnement du moteur Diesel impose des modifications sur le cycle et ceci du point de vue : Avance d'ouverture et retard de fermeture des soupapes d'admission et d'échappement, ainsi que l'avance à l'injection : (fig.1.1.).

#### 1-1-3-2 Caractéristiques du cycle Diesel :

L'énergie mécanique développée par le moteur prend sa source dans la combustion du gazole au sein de la charge d'air enfermée enfin de compression dans l'espace mort. Le combustible s'enflamme spontanément en raison de la température élevée à laquelle l'air se trouve porté par une compression d'un taux élevé compris entre 14/1 et 22/1. Ces valeurs élevées du taux de compression peuvent provoquer une augmentation de 400°C à 500°C de la température de l'air admis dans le cylindre pendant le temps d'aspiration.

Si la température et la pression de l'air sont suffisantes enfin de compression et si la pulvérisation du combustible est convenable, celui-ci s'enflamme et brûle quelque soit l'excès d'air. Il est donc possible de régler la puissance du moteur en jouant seulement sur la quantité de combustible injecté.

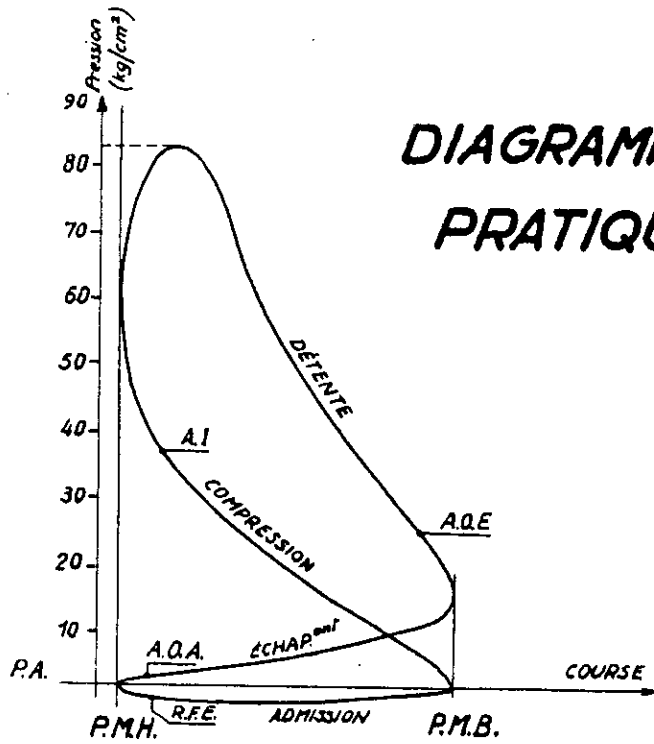
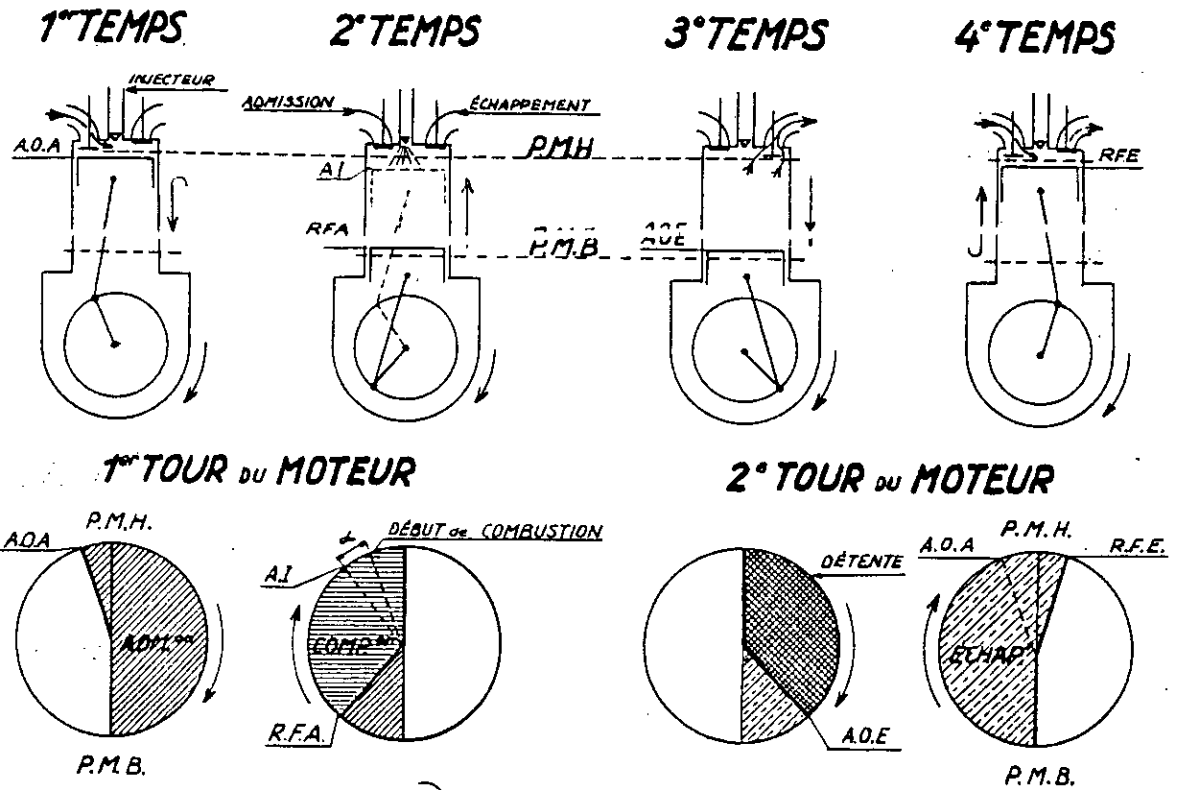


fig [1.1]



### 1-1-3-3- Caractères généraux du moteur Diesel :

#### a) Avantages :

- En plus du faible prix de gazoile par rapport à l'essence, la consommation spécifique du moteur Diesel est inférieure à celle du moteur à explosion et se limite entre 160 et 220g/ch/h. Donc, le moteur Diesel est plus économique.
- Contrairement au moteur à essence, le Diesel n'a besoin d'aucun dispositif d'allumage pour commander l'inflammation du combustible, celle-ci se fait par une forte compression de l'air suivie d'une injection de combustible. C'est la raison pour laquelle on le dénomme parfois : « moteur à allumage par compression ». (page 4 fig.(1-1))
- Le rendement du moteur Diesel est supérieur à celui du moteur à essence.
- Grâce à la possibilité de suralimentation qui consiste à augmenter la pression et la quantité d'air admis dans le cylindre, produisant ainsi un puissance effective plus élevée.

#### b) Inconvénients :

- Le moteur Diesel est plus lourd que le moteur à essence et le système d'injection comporte des pièces très précises et de fabrication coûteuses, ce qui a pour conséquence une augmentation du prix de construction.
- Du fait des hautes températures atteintes par les parois internes du moteur, le graissage apparaît plus délicat ce qui nécessite un bon refroidissement des huiles de graissage et des organes du moteur.

#### 1-1-4 caractéristiques des moteurs :

##### 1.1.4.1. cylindrée et taux de compression

Le rapport entre le volume du cylindre délimité par le fond de la culasse au P.M.B. et ce même volume, le piston étant au P.M.H, et le rapport volumétrique de compression ou taux de compression.

La cylindrée unitaire  $V_u$  désigne le volume balayé par le piston durant sa course totale.

##### 1.1.4.2. Puissance effective

C'est la puissance récupérée sur l'arbre moteur. Elle est donnée par :

$$P_e = C \cdot \omega = \frac{\pi N}{30} \cdot C \quad (\text{W}) \quad (1-1)$$

avec  $N$  [tr/min] vitesse de rotation et  $C$  [N.m] couple.

##### 1.1.4.3. Consommation spécifique de fuel

Si  $t$ (s) est le temps nécessaire pour consommer  $V$  ( $\text{m}^3$ ) de combustible de masse volumique  $\zeta_c$  ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ), le débit de combustible sera

$$\dot{m}_c = 3600 V \frac{\zeta_c}{t} \quad (\text{kg/h})$$

d'où la consommation spécifique par Kwh effectif

$$C_s = \frac{\dot{m}_c}{P_e} \quad (\text{kg/kwh}) \quad (1-2)$$

##### 1.1.4.4. pression moyenne effective

Le travail indiqué  $W_i$  est l'air du cycle réel.

Cette surface peut être remplacée par un rectangle de surface équivalente ayant pour côtés la cylindrée totale  $V$  et la pression moyenne indiquée  $P_{mi}$  :

$$W_i = P_{mi} \cdot V \quad (1-3)$$

pour un moteur à quatre temps, un cycle sur deux est moteur et la puissance indiquée est :  $P_i = P_{mi} V (N/2) (1/60)$  (W) (1-4)

avec  $P_{mi}$  en  $N/m^2$

En remplaçant le travail indiqué par le travail disponible sur l'arbre  $W_e$ , on aurait:

$$W_e = P_{me} \cdot V \quad (1-5)$$

avec  $P_{me}$  pression moyenne effective ; pour un quatre temps :

$$P_{me} = \frac{120 P_e}{N \cdot V} \quad (1-6)$$

La pression moyenne effective traduit l'influence des paramètres de réglage et de construction du moteur (compacité) ; on l'utilise pour comparer des moteurs de puissance et de cylindrée différentes.

La puissance par frottement  $P_f$  est la différence entre la puissance indiquée et la puissance effective.

#### 1.1.4.5. rendements.

- Le rendement mécanique

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} \quad (1-7)$$

Indique la fraction de travail indiqué qui peut être transformée en travail utile est recueillie directement sur l'arbre du moteur.

Appelons  $Q$  la chaleur fournie par le combustible

- le rendement indiqué

$$\eta_i = W_i / Q \quad (1-8)$$

tient compte de toutes les pertes de chaleur lors du fonctionnement du moteur dans les conditions réelles, par exemple chaleur cédée à l'eau de refroidissement, chaleur perdue avec les gaz d'échappement, chaleur rayonnante....

D'après la définition du rendement thermodynamique on voit que :

$$\eta_{th} = \frac{W_e}{Q} = \eta_m \cdot \eta_i \quad (1-9)$$

## **1-2- Notions sur le refroidissement :**

### 1-2-1-Origine de la chaleur dans le moteur :

La réaction de combustion du mélange carburé d'air et de combustible, se produisant à l'intérieur du cylindre, est la principale source de l'énergie calorifique dégagée au sein des structures du moteur. Cette chaleur, de quantité importante, provoque l'accroissement brusque des températures des gaz qui peuvent atteindre plus de 2000°C [2] qui est généralement le cas dans les moteurs Diesel à forte puissance. Ce processus se produit en temps très court et à un instant bien précis du cycle (fig.1.2.)

En contact avec ces gaz, les parois internes du moteur, celles de la culasse et du haut des chemises notamment, s'échauffent et prennent des températures pouvant dépasser 200°C [4], sans oublier également l'organe mobile le plus thermiquement chargé à savoir la soupape d'échappement.

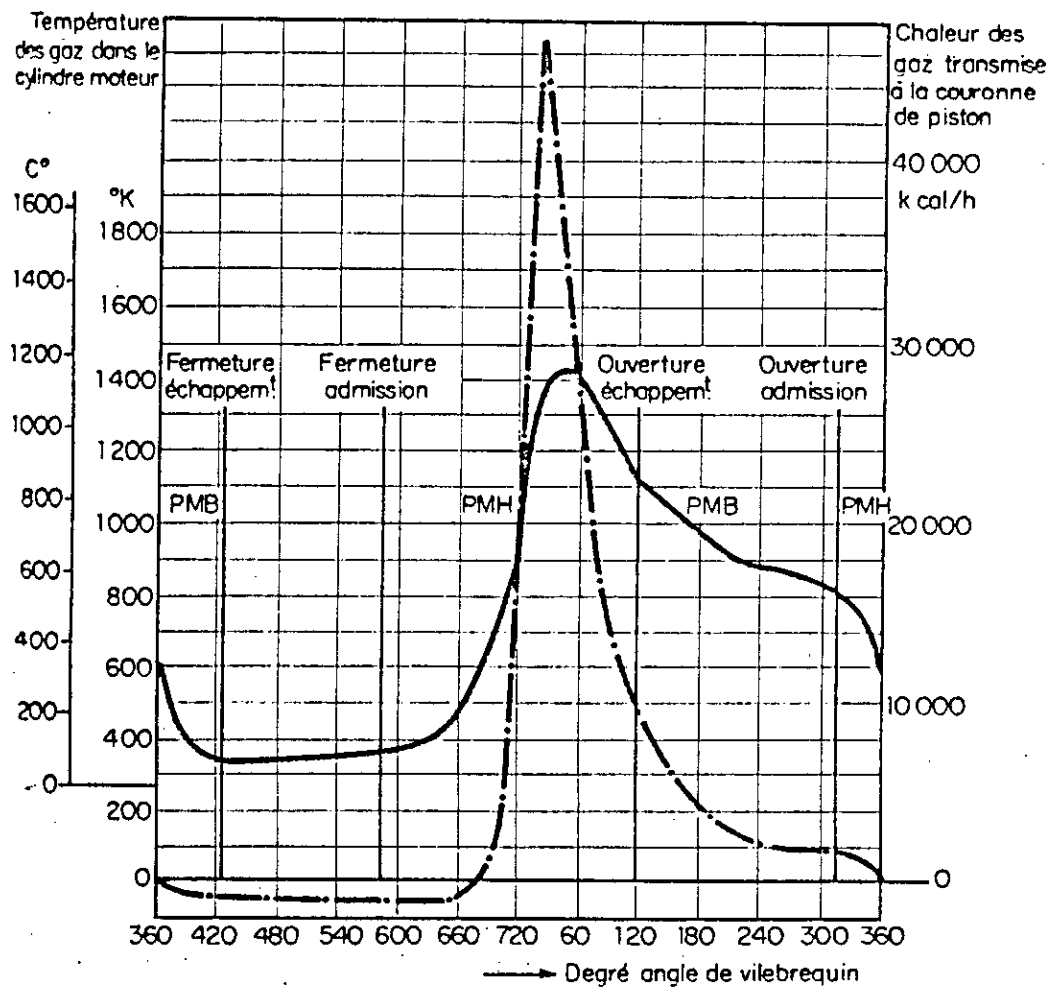
D'autres pièces du moteur chauffent aussi mais à des degrés moindres.

### 1-2-2-Nécessité du refroidissement :

Les conditions de fonctionnement citées auparavant engendrent des phénomènes qui sont à l'origine de la détérioration du moteur ; parmi ces phénomènes on citera :

- des dilatations exagérées qui rendraient son fonctionnement impossible.
- des contraintes d'origine thermique qui provoqueraient des fissures destructrices des organes du moteur.
- carbonisation et destruction des propriétés lubrifiantes des huiles de graissage qui entraînerait le grippage du piston et du cylindre.
- apparition du phénomène de cognement, propre au moteur Diesel, dû à l'augmentation de pression résultant de l'augmentation de température.

Il apparait donc indispensable de procéder à un enlèvement des calories en excès et de faire en sorte que les structures du moteur n'atteignent pas des températures critiques. Cet enlèvement s'effectue au moyen d'un fluide circulant autour des parois externes du moteur, une opération qu'on appelle : refroidissement.



Evolution thermique dans la chambre de combustion

fig [1.2]

Actuellement on rencontre deux modes de refroidissement suivant la nature du fluide refroidisseur :

- refroidissement par air : l'air en mouvement , par circulation naturelle ou forcée, vient lécher le cylindre moteur qui est muni d'ailettes.
- refroidissement par eau : par circulation d'eau naturelle ou forcée, les calories prélevées du moteur sont transmises à un radiateur qui les cède au courant d'air le traversant. Dans ce cas là l'ensemble cylindre-culasse est à double paroi afin de permettre la circulation de l'eau autour du moteur.

Néanmoins, il ne faut pas que le refroidissement soit trop important car, dans ce cas, il dissiperait des calories qui pourraient être transformées en travail utile. Il importe donc que les flux thermiques prélevés, et en particulier ceux prélevés directement à la culasse au piston et à la chemise soient limités au strict nécessaire pour juguler les températures des structures de ces organes

En conclusion, on admet qu'un refroidissement est correct quand il est juste suffisant pour assurer le bon fonctionnement du moteur.

### 1-3-Objectif de l'étude :

En raison des inconvénients que présente le refroidissement à air, dans certains cas :

- nécessité d'un important débit d'air de refroidissement et donc des dimensions exagérées de la turbo-souflante pour les moteurs de grande puissance ;
- difficulté d'entretien du système de refroidissement à air dans les zones poussiéreuses qui est généralement le cas au sud algérien ;

La société nationale des véhicules industriels (SNVI) a opté, ces dernières années, pour l'équipement de certains de ses véhicules par des moteurs refroidis à l'eau.

Devant cette nouvelle situation, la SNVI s'est vue contrainte de se doter d'une méthode de calcul bien fondée pour un dimensionnement correct du système de refroidissement associé à ce nouveau type de moteur.

Par conséquent, notre étude consiste à élaborer un programme informatique permettant de calculer les différents éléments constituant le système de refroidissement à eau (tuyauteries, radiateur, et ventilateur).



## II - LE REFROIDISSEMENT PAR EAU

### 2-1- Les aspects caractérisants le refroidissement à eau :

#### 2-1-1- Le mode d'évacuation de la chaleur :

Pour ce type de refroidissement, la chaleur contenue dans les parties métalliques qui entourent la chambre de combustion est évacuée vers l'environnement extérieur grâce à une circulation mixte d'eau et d'air la chaleur se dissipe alors, comme suit :

l'eau, circulant autour des organes chauds, enlève des calories aux parois extérieures de ces organes. Après avoir transmis ces calories au radiateur, l'eau cède cette chaleur aux parois des tubes du radiateur qui la transmet ensuite par conduction aux parois externes des tubes et des ailettes. Les calories sont en dernier lieu évacuées par une convection forcée au moyen d'un courant d'air vers le milieu ambiant.

Vu les températures auxquelles sont portées les parois des radiateurs, une faible proportion de cette chaleur, qu'on peut d'ailleurs négliger, se dissipe par rayonnement.

#### 2-1-2- Températures de l'eau de réfrigération :

La variation de température entre l'entrée et la sortie du moteur est de l'ordre de  $10^{\circ}\text{C}$  [1] avec toutefois une valeur minimale pour la température de l'eau de  $70^{\circ}\text{C}$  [1] environ afin d'éviter la condensation des divers acides présents dans les gaz de combustion.

La température maximale de l'eau (sortie moteur) doit rester inférieure d'une dizaine de degrés à sa température d'ébullition à la pression atmosphérique normale soit aux environs de  $90^{\circ}$ . Cependant, elle peut

dépasser 100°C si l'on maintient le circuit sous une pression supérieure à la pression atmosphérique normale, elle peut atteindre 120° à 125°C (voir tab.2-2)

Les moteurs Diesel sont souvent tenus plus froids que les moteurs à essence de 8 à 10°C [7].

### 2-1-2- Présence d'éthylène-glycol dans le liquide de refroidissement :

L'éthylène-glycol est additionné à l'eau afin d'obtenir un mélange dont la température de congélation serait plus faible que celle de l'eau pure et cela pour plus de précautions contre le gel du liquide de refroidissement pendant les périodes très froides ; un gel qui peut provoquer l'éclatement des tuyauteries, ou fissures.

La température de congélation diminue quand la teneur en éthylène-glycol augmente et au-delà de 30% l'éclatement du circuit n'est pratiquement plus à craindre (tab.2-1) ; on notera aussi que l'éthylène-glycol augmente la température d'ébullition (tab.2-2).

On emploie généralement l'antigel éthylène-glycol exclusivement en temps froid, en hiver notamment, cela est dû au fait que la capacité thermique et les qualités convectrices du liquide de refroidissement diminuent quand la teneur en éthylène-glycol augmente, chose qui peut compromettre la fonction de refroidissement surtout en temps chaud. Actuellement on a tendance à employer le même liquide durant toute l'année, des liquides dits permanents constitués d'eau, d'éthylène-glycol et d'inhibiteurs de corrosion. Mais dans ces cas là il faut être extrêmement prudent vue l'influence désastreuse que certains d'inhibiteurs de mauvaise qualité exercent sur les conditions de transfert de la chaleur qui peut aller jusqu'à entraîner des fissurations de culasse [1].

Il importe donc d'employer de bons inhibiteurs avec une teneur en Cl<sup>-</sup> ne dépassant pas 50mg/l lorsque les radiateurs sont en laiton [7].

TABLEAU 1-1 - FONCTION ANTIGEL -			
Teneur en volume d'éthylène-glycol (%)	0	30	50
Température de congélation (°C).	0	-18	-36

## 2-2-Types de refroidissement par eau :

Il existe deux types de système de refroidissement par eau :

### 2-2-1- système à thermosiphon (circulation naturelle) :

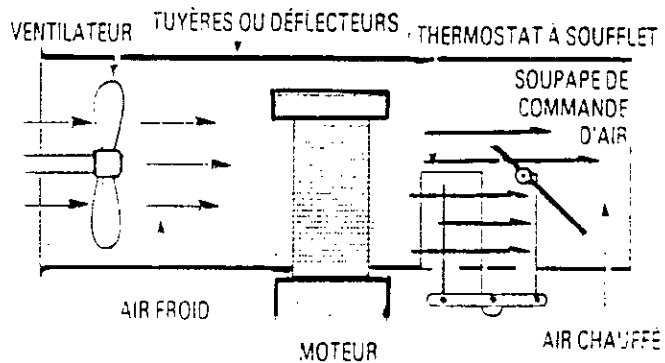
L'eau contenue dans les chemises d'eau chauffe et s'élève. Elle passe par le boyau supérieur pour atteindre après le réservoir supérieur du radiateur. Elle est alors refroidie par l'air et augmente de densité. Son poids l'amène ensuite à la partie inférieure du radiateur puis, par le boyau inférieur, jusqu'au point le plus bas de la chemise d'eau. Tant que le bloc cylindres et chaud le liquide de refroidissement poursuit ce cycle (fig.2-1a).

On utilise ce type de système de refroidissement dans certains petits moteurs fixes.

### 2-2-2-Système à pompe (circulation forcée) :

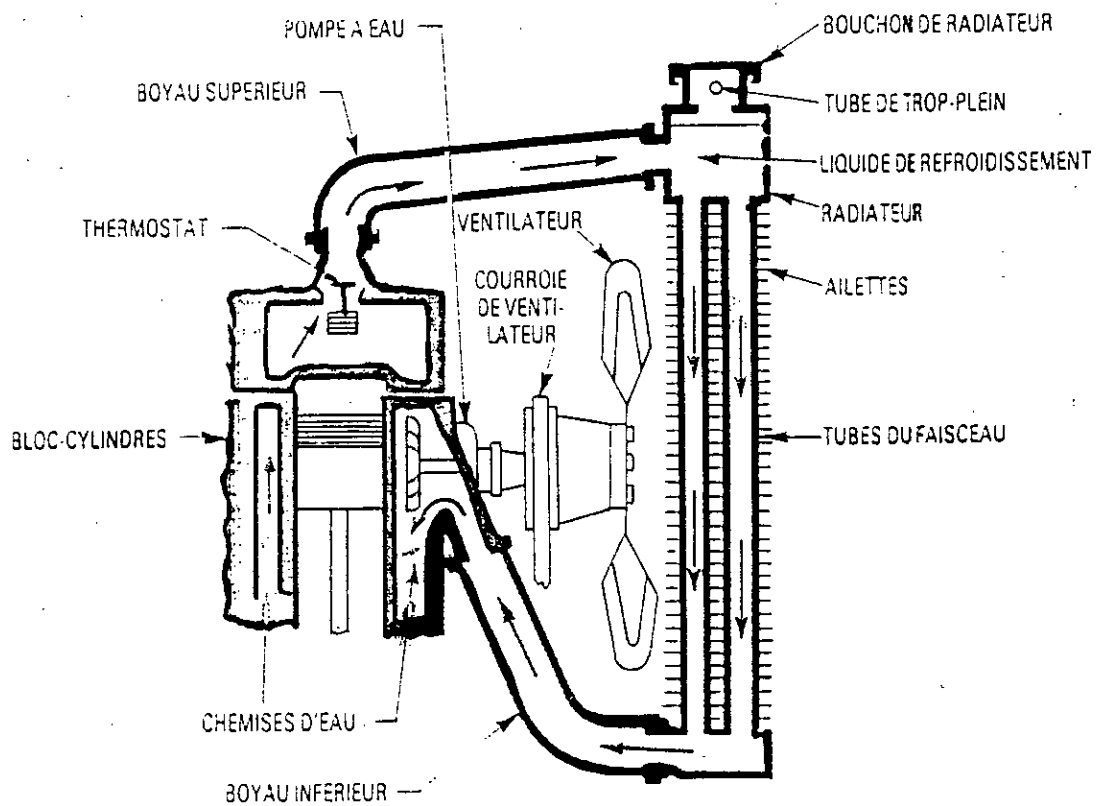
Ce système utilise une pompe centrifuge pour faire circuler l'eau dans le moteur et dans le radiateur. Cette pompe aspire l'eau froide contenue dans le réservoir inférieur du radiateur et l'envoie dans les chemises d'eau du bloc-cylindres et de la culasse. L'eau est ensuite refoulée jusqu'au réservoir supérieur puis traverse le radiateur où elle va se refroidir (fig.2.1.b).

Le dispositif de refroidissement par pompe est plus léger que le système par thermosiphon et il n'est pas coûteux. La vitesse de circulation étant accrue, il est plus efficace.



Système à thermosiphon

fig [2.1a]

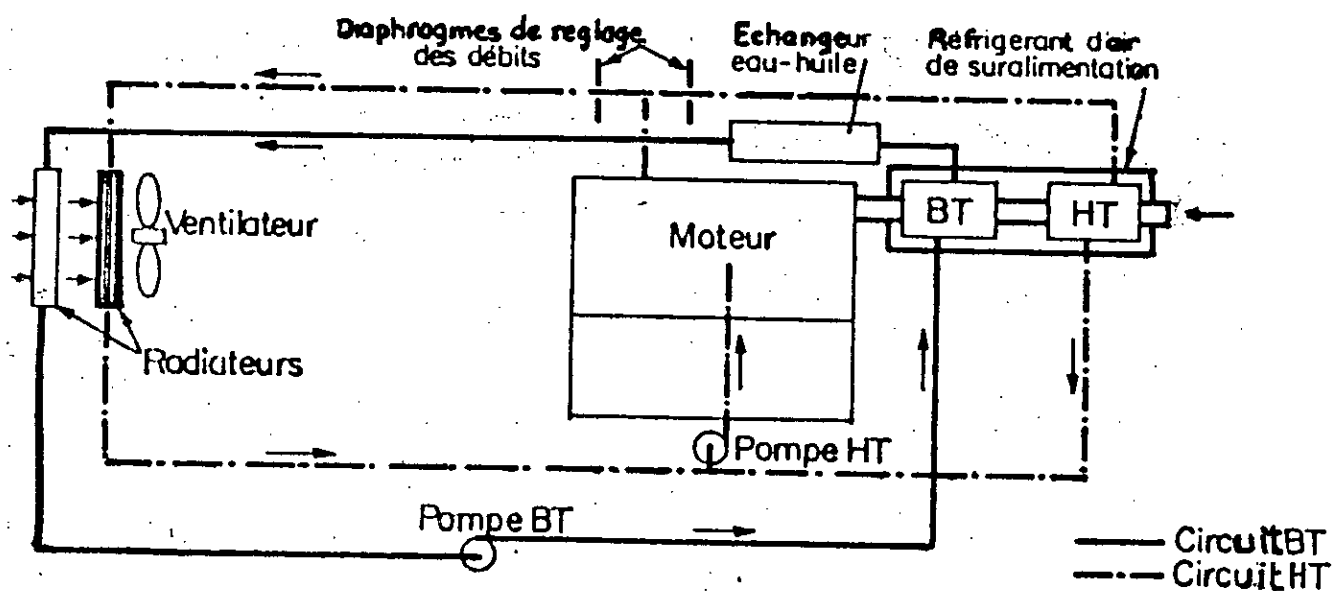


Système à pompe

fig [2.1b]

Dans les applications terrestres des moteurs Diesel suralimentés de grosse puissance, le système de refroidissement est à double circuit (fig.2.1.c.)

- Un circuit de liquide à haute température (HT), environ  $90^{\circ}\text{C}$ , assure le refroidissement des parois du moteur.
- Un circuit de liquide à basse température (B.T.) environ  $60^{\circ}\text{C}$ , collecte les flux évacués par l'huile et l'air de suralimentation, et les évacue dans des radiateurs placés devant ceux du circuit à haute température.



Circuit de refroidissement HT et BT d'un moteur à haute suralimentation  
fig [2-1c]

### 2-3- Les composants du système de refroidissement par eau

Les chemises d'eau : Les chemises d'eau font partie intégrante du bloc-cylindre et de la culasse. Elles permettent la circulation de l'eau autour des cylindres et des soupapes. Une ouverture pratiquée à l'avant du bloc-cylindre permet de raccorder les chemises à la pompe à eau. Un orifice de refoulement réalisé au sommet de la culasse permet à l'eau de circuler des chemises au radiateur. Un ou deux orifices de vidange situés dans la partie inférieure permettent de les vider lorsque cela est nécessaire.

La pompe à eau : habituellement montée sur la face avant du bloc-cylindres, entre ce dernier et le radiateur, la pompe à eau est entraînée par une courroie et une poulie fixée sur l'extrémité avant du vilebrequin. Elle est de type centrifuge, et débite une importante masse d'eau sous une pression assez faible.

Le débit nominal d'eau c'est à dire, le débit traversant un moteur tournant à sa vitesse nominale dépend de l'utilisation de ce moteur.

Pour un moteur dépourvu de variations brusques de rotation, le débit doit être tel que la différence de température existant entre la sortie et l'entrée du moteur ne dépasse pas 10°C.

Mais si le moteur est appelé à supporter des régimes brutalement variables, il importe que la pompe choisie soit capable d'un débit assurant une différence de température de l'ordre de 4 à 6°C [7].

Par litre de cylindrée du moteur et par 1000tr/min de régime, il faut des débits d'environ :

- 0,75m<sup>3</sup>/h pour un moteur à essence.
- 1m<sup>3</sup>/h " " " Diesel [7]

La pompe à eau est, en général, placée sur la canalisation inférieure froide ; elle ne travaille donc jamais dans la vapeur d'eau et l'eau du radiateur l'alimente en charge. On n'a pas à craindre le désamorçage.

L'un des importants avantages d'utilisation de la pompe à eau est la possibilité d'augmenter la pression absolue du liquide de refroidissement, ou pressurisation, permettant ainsi d'augmenter sa température d'ébullition et de fonctionner à des températures plus élevées, surtout en présence de l'éthylène-glycol (Tab.2-2). Cet avantage est particulièrement important dans les pays chauds, où l'écart entre les températures d'eau moteur et air ambiant s'amenuise. Ajouter à cela le fait que la pressurisation diminue considérablement la consommation du liquide de refroidissement, ce qui parfois justifie à elle seule la mise sous pression.

Pression nominale	Teneur en volume d'éthylène-glycol		
	0%	30%	50%
bar			
1,01	100	104	109
1,28	106	110	115,5
1,50	111	115	120
1,80	117	120	127,5
2,20	123	127	132

Le radiateur : Le radiateur se compose de trois éléments distincts réunis en un seul (fig.2.2.a) :

- Un réservoir supérieur : il a un volume relativement grand, de façon à servir de réserve d'eau pour compenser les pertes par évaporation. Il comporte à son sommet un bouchon de remplissage et, à l'intérieur, un tube dit "tube de trop-plein" destiné à éviter les surpressions par suite de



vaporisation ou de dilatation de l'eau ; on peut réaliser ceci aussi en reliant le réservoir à un récipient dit "vase d'expansion" qui est à niveau visible. (fig.2.2.b).

- un réservoir inférieur : il a un volume plus faible et comporte un bouchon de vidange permettant l'évacuation de l'eau contenue dans le circuit de refroidissement.

- un faisceau tubulaire : il forme la section centrale du radiateur et relie les deux réservoirs par des tubes. Ces tubes, dont la section peut être ronde, plate ou ovale, peuvent être rangés en ligne ou en quinconce dans le sens de l'épaisseur et sont munis d'ailettes sous forme de plaques de métal, de faible épaisseur, espacées d'environ 3mm de façon à augmenter la surface de contact entre le faisceau et l'air le traversant.

Les tubes du radiateur sont en cuivre ou en laiton, les ailettes également mais quelquefois en acier pour réduire le prix de revient.

Le système de refroidissement, radiateur, pompe chemise d'eau, doit être complètement rempli de liquide ainsi qu'une partie du vase d'expansion.

Le ventilateur : Le ventilateur monté sur les véhicules pour créer le courant d'air traversant le faisceau du radiateur est de type axial. Ce type de ventilateur présente l'avantage de ne pas modifier la direction générale de l'écoulement et de véhiculer de grands débits si la pression est faible.

Il est constitué d'un moyeu comportant une poulie à gorge et muni d'un nombre de pales, légèrement courbées, qui peut varier de quatre à dix pour les véhicules de grande puissance.

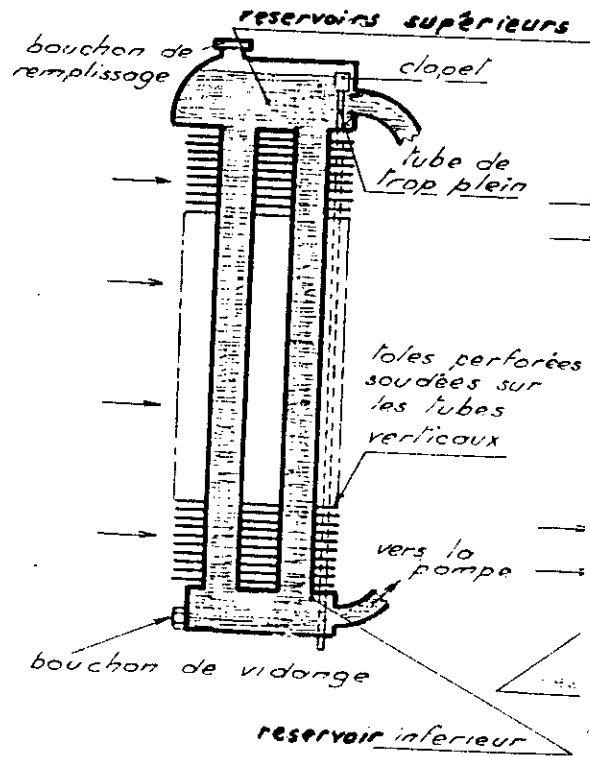
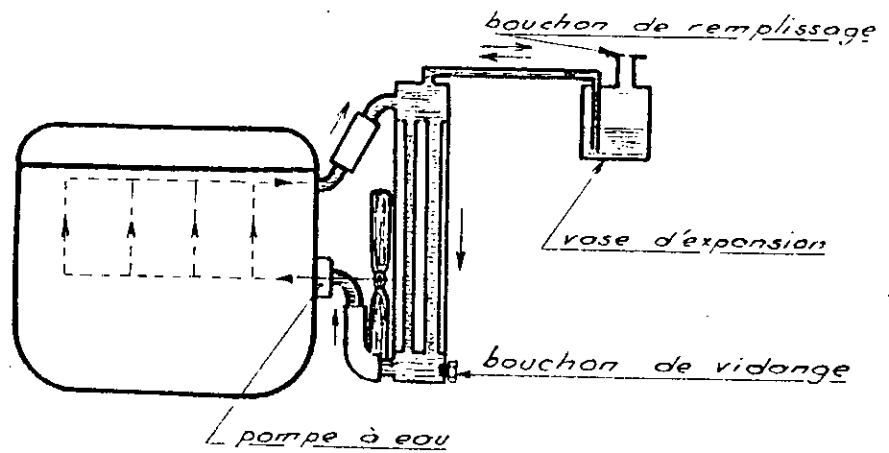


fig [2.2a]



radiateur à vase d'expansion

fig [2.2b]

Le ventilateur est commandé par une courroie entraînée par une poulie montée à l'extrémité du vilebrequin. Pour avoir plus d'efficacité, il doit être placé le plus près possible du radiateur, soit à environ 20mm derrière celui-ci.

Le ventilateur a malheureusement des inconvénients. Il absorbe une partie de la puissance du moteur, d'autant plus forte qu'il est important.

Il faut, toutefois, noter que la puissance absorbée par le ventilateur n'est pas constante.

En effet plus la vitesse du véhicule est élevée plus le ventilateur travaille dans un courant d'air violent et moins il exige de puissance. On peut aussi monter des ventilateurs débrayables qui ne travaillent pas si le refroidissement est suffisamment assuré par simple déplacement du véhicule, comme c'est le cas par exemple en hiver. Dans ce système, l'axe du ventilateur est indépendant de l'axe de la pompe. Il est commandé par un petit moteur électrique ou les deux rendus solidaires par un électro-aimant qui établit le contact lorsque la température de l'eau atteint une certaine valeur contrôlée grâce à un thermostat plongeant dans le réservoir inférieur du radiateur

#### La soupape thermostatique ou calorstat :

La structure générale et le comportement thermique du Diesel, notamment les véhicules de grande puissance, exigent une régularisation de la température aussi constante que possible.

Au démarrage, elle doit s'élever rapidement, même par un temps froid et, à plein régime, elle ne doit pas être excessive.

C'est dans ce but qu'on dispose sur certains véhicules, à l'avant du

radiateur, un dispositif appelé "calorstat" qui obstrue plus ou moins la canalisation d'eau. Il s'ouvre progressivement sous l'influence de l'augmentation de la température ; il est composé d'un boîtier à l'intérieur duquel une soupape commandée par un élément thermostatique peut obturer le passage de l'eau.

Ainsi, la soupape thermostatique ou calorstat régule la température minimale du liquide de refroidissement et accélère le réchauffage du moteur au démarrage à froid.

Pour un réglage moyen, on a :

- température de début d'ouverture : 75°C.

- température de pleine ouverture : 85°C

Une dérivation permet le retour du débit de la pompe lorsque le calorstat est fermé. Calorstat et dérivation peuvent être remplacés par une vanne thermostatique à trois voies.

Cependant, la régulation de température de l'eau par réduction du débit d'eau traversant le radiateur risque d'être dangereuse, elle peut entraîner au démarrage le gel du radiateur dans lequel il n'y a pas de circulation ; c'est pourquoi, en général, la soupape ne ferme pas complètement.

#### Choix du radiateur et du ventilateur :

La masse d'air qu'il faut mettre en oeuvre pour refroidir une masse d'eau donnée est d'autant plus grande que l'écart entre les températures de l'eau et de l'air ambiant est plus faible. Dans les pays chauds, il faut donc de grands radiateurs ou de puissants ventilateurs.

La solution "grand radiateur" exige des emplacements qu'il peut être difficile de trouver à bord d'un véhicule en plus de son prix de revient

élevé par rapport à celui du ventilateur.

Par contre la solution "puissant ventilateur" peut être acceptable vu la possibilité de limiter la consommation de puissance en adoptant un ventilateur débrayable avec commande thermostatique.

Mieux encore, la mise sous pression de l'eau, du fait qu'elle permet d'augmenter la température de l'eau, améliore la situation, elle contraint d'employer des radiateurs adéquats.

La puissance mécanique absorbée par le refroidissement comprend :

- la trainée de refroidissement,
- l'entraînement de la ventilation,
- l'entraînement de la pompe à eau,

et représente entre 5 et 7% de la puissance utile du moteur à refroidir le ventilateur est nécessaire pendant 3% environ du temps d'utilisation d'une voiture particulière et environ 15% pour un poids lourd [7].

### 3 - REFROIDISSEMENT PAR AIR

#### 3-1- PRINCIPE ET DESCRIPTION

Le refroidissement par air consiste à dissiper les calories existant dans les cylindres et culasses directement par courant d'air sans l'emploi d'un fluide refroidisseur intermédiaire comme c'est le cas dans le système de refroidissement par eau.

Les principaux éléments constituant ce système de refroidissement sont :

##### 3-1-1 : Soufflante axiale ou hélico-centrifuge

C'est le moyen le plus approprié pour créer une forte circulation d'air autour des cylindres et culasses. Elle doit assurer un débit suffisant pour permettre l'évacuation des calories en excès.

Cependant on ne retrouve pas cet élément dans les engins à deux roues car leurs moteurs sont à l'air libre et sont refroidis simplement par un courant d'air dû au déplacement du véhicule.

##### 3-1-2 Canalisations d'arrivée et de refoulement d'air

Les canalisations d'arrivée d'air sont caractérisées par leur grande section afin de permettre l'introduction du débit d'air frais que doit assurer la soufflante.

Les canalisations d'évacuation d'air chaud sont quant à elles conçues pour diriger et guider l'air traversant le moteur vers le milieu ambiant.

##### 3-1-3 Ailettes des cylindres et des culasses

Afin d'augmenter la surface de contact avec l'air, les cylindres et les culasses sont munis d'ailettes venues de fonte avec eux; on adopte

fréquemment des ailettes à profil trapézoïdal (voir annexe 1) .

Les cylindres sont indépendants, les culasses aussi, et sont généralement disposés en V afin de permettre la réalisation des ailettes.

Celles-ci doivent être disposées transversalement par rapport à l'axe du cylindre de façon à être balayées énergiquement par le courant d'air. Le pas d'implantation des ailettes doit être réduit au minimum possible soit à 3mm [1]. Par ailleurs, il est inutile d'exagérer la longueur des ailettes (voir annexe 1).

### 3-2 Exigences du refroidissement par air

Vu les hautes températures auxquelles sont portées les parois externes du moteur et plus particulièrement les ailettes qui peuvent atteindre plus de 125°C (1) et dans le but d'améliorer les transferts de chaleur vers l'extérieur par suite de la faible valeur du coefficient de convection paroi-air, il y a intérêt à faire circuler l'air à grande vitesse. En pratique, on utilise des vitesses d'air de l'ordre de 40 à 50m/s [1]

Le débit doit être tel que, pour une ambiance de 20°C, la température de l'air sortant des culasses ne dépasse pas 80°C. Ce débit varie selon le type d'ailettage et le nombre de cylindres à refroidir successivement (nombre qui ne doit pas dépasser 6) ; pour des diesels de 100 à 120mm d'alésage il faut assurer un débit de l'ordre de 30 à 50kg/h.ch-[1]

La puissance absorbée par la soufflante varie, au régime nominal, de 3 à 7% de la puissance utile du moteur [1].

### 3-3 Matériaux des parois en contact avec l'air

Les chemises sont généralement en fonte d'une nuance choisie pour sa bonne coulabilité ; on peut également adopter des chemises en alliage d'aluminium chromées intérieurement pour diminuer l'usure.

Les culasses individuelles qui évacuent trois fois plus de calories que les cylindres sont systématiquement en alliage d'aluminium.

L'assemblage général (culasse + chemises+ carter vilebrequin) est assuré par des tirants en acier.

### 3-4 Comparaison entre les deux systèmes de refroidissement

Le refroidissement direct par air des chemises et culasses du moteur présente les incontestables intérêts de poids et d'encombrement moindres, de simplicité d'utilisation et d'entretien, d'absence de précautions à prendre contre le gel.

Néanmoins, ce procédé de refroidissement présente de sérieux inconvénients par rapport au système à eau. On citera notamment

- Faible coefficient de convection paroi-air soit 300 fois [X] inférieur au coefficient paroi-eau [1], ce qui ne permet pas d'atteindre des taux de transfert thermique d'un niveau comparable à ceux couramment pratiqués dans le cas du refroidissement par eau.

- Nécessité donc, d'une circulation intensive d'air autour des cylindres grâce à une soufflante de grand débit, à vitesse de rotation élevée donc, ce qui impose un équilibrage soigné et une puissance absorbée plus importante.

- Augmentation considérable de la surface d'échange par utilisation d'ailettes ce qui exige une indépendance entre les cylindres et entre les culasses aussi, chose qui compliquera davantage les moyens de distribution.

- Les parois internes des cylindres refroidis par air chauffent beaucoup plus rapidement que celles des moteurs refroidis par eau et il est d'autant plus difficile de ne pas dépasser leur température maximal que l'alésage



est plus grand. L'alésage limite pour les moteurs à vocation industrielle est en conséquence de l'ordre de 120mm [1]. Cet inconvient est l'un des plus importants handicaps du refroidissement par air.

Il faut souligner, toutefois, que les moteurs refroidis par air présentent lors d'utilisation en pays chaud, un avantage appréciable de point de vue puissance dépensée pour assurer le refroidissement ceci à cause de la température moyenne d'ailette élevée (cfr. paragraphe 3.2) par rapport à celle de la paroi externe de la chemise dans le cas de l'eau qui ne dépasse guère 85°C [1].

Par ailleurs, quoiqu'ayant été employé sur les véhicules de forte cylindrée, le refroidissement par air reste la solution des véhicules de faible ou moyenne cylindrée et généralement avec des cylindres en V.

## 4 - DIMENSIONNEMENT

### 4-1 Conditions requises pour le dimensionnement

Afin de s'adapter aux différentes conditions de fonctionnement du moteur (climat et allures du véhicule), le système de refroidissement est dimensionné pour les situations les plus défavorables à savoir :

1ère situation :

- climat chaud : température ambiante 40°C.
- Montée d'une côte en 1ère vitesse : le couple résitant est important et atteint sa valeur maxiale, la vitesse d'avance du véhicule est faible de l'ordre de 20km/h.

2ème situation :

- climat chaud : température ambiante 40°C.
- le moteur tourne à plein régime : la puissance développée est maximale, la vitesse d'avance du véhicule est imprtante de l'ordre de 90Km/h.

Néanmoins, la 1ère situation paraît la plus défavorable malgré que la puissance développée et par suite, la chaleur à évavuer sont moins importantes. Ceci est dû à la faible vitesse d'approche de l'air dans ce cas là, par conséquent, une faible convection, ce qui nécessiterait une surface d'échange plus grande.

### 4-2 Bilan thermique

Habituellement, le bilan énergétique sur banc industriel consiste à relever la vitesse de rotation, le couple au frein, les débits d'air et de combustible, les conditions ambiantes et les conditions à l'échappement ; le tout complété par une analyse des gaz d'échappement et un bilan sur le circuit d'eau (éventuellement sur le circuit d'huile lui-même régénéré par

le circuit d'eau). Enfin un relevé de pression permet d'obtenir le travail indiqué, la pression maximale et une estimation de la température maximale.

Le moteur et ses accessoires constitue une boîte noire (fig.4.1) où entre le mélange réactionnel (MR) et sortent les produits de combustion (PC). Le premier principe de la thermodynamique en système ouvert permet d'écrire en négligeant les énergies cinétiques, en comptant positivement le travail et la chaleur fournis à l'extérieur et en introduisant la masse de combustible brûlé, le rendement de combustion et le pouvoir calorifique inférieur, sur un cycle [9] :

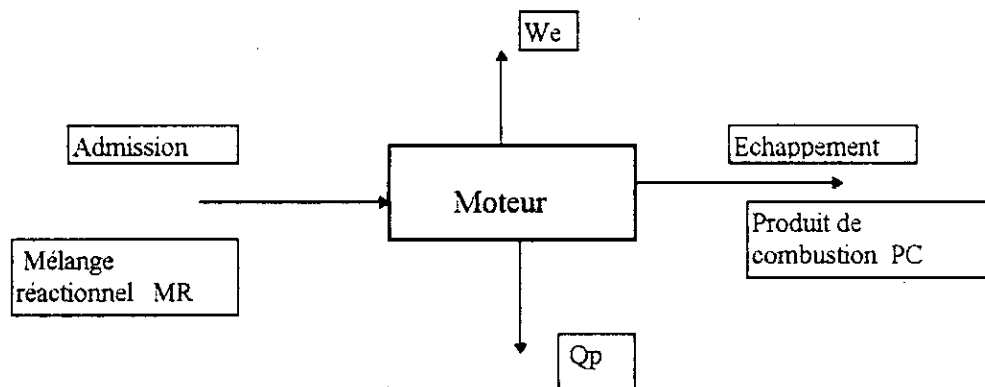


Fig 4.1

$$m_c \cdot \eta_c \cdot pci = (H_{pc} - H_{MR}) + W_e + Q_p \quad (4-1)$$

Avec

$$H_{pc} - H_{MR} = \Delta H_{echpt}$$

$$W_e = W_{ar} (\text{arbre}) + W_a (\text{organe auxiliaire})$$

$$Q_p = Q_{eau} + Q_{CR}$$

$Q_{cr}$  est le complément à rajouter (difficilement estimable) pour traduire les pertes par convection et rayonnement du moteur et de ses accessoires, dues au fait que les échangeurs ne sont pas adiabatiques vis à vis de l'extérieur ; cette perte peut présenter plus de 10% de l'énergie initiale

En passant aux puissances on obtient

$$\dot{m}_C \cdot \eta_C \cdot pci = \Delta \dot{H}_{echpt} + \dot{W}_{ar} + \dot{Q}_{eau} + \dot{Q}_{CR} \quad (4-2)$$

#### 4-3 - Estimation de la chaleur évacuée par le liquide de refroidissement.

Les résultats expérimentaux obtenus à partir d'études de bilans thermiques effectuées [2] sur bancs d'essai moteur ont montré que :

Selon le type du moteur Diesel, suralimenté ou aspiré le rapport  $r$  de la chaleur enlevée par le liquide de refroidissement à la chaleur produite par la combustion est estimé à environ  $r$  [1]/[8] :

- 0,20 pour le moteur Diesel suralimenté

- 0,25 pour le moteur Diesel aspiré

$$r = \dot{Q}_{eau} / \dot{m}_C \cdot \eta_C \cdot pci \quad (4-3)$$

En combinant les deux équations (1-1) et (1-2) on a :

$$\dot{m}_C = \frac{\pi N}{30} \cdot C_S \cdot C \quad (4-4)$$

D'ou

$$\dot{Q}_{eau} = r \cdot \eta_C \cdot pci \cdot \frac{\pi \cdot N}{30} \cdot C_S \cdot C \quad (4-5)$$

- pour le gasole :  $PCI = 42.600 \text{ KJ/Kg}$

- le rendement de combustion  $\eta_c$  est fonction de la richesse du mélange carburé et en moyenne égal à 0.88 [8]

En remplaçant  $PCI$  et  $\eta_c$  par leur valeur et en exprimant  $C_S$  par g/ch.h et

$\dot{Q}_{eau}$  en Kw.

On obtient :

$$\dot{Q}_{\text{eau}} = 15,30 \cdot 10^6 \text{ r.Cs.N.C} \quad (4-6)$$

#### 4-4- Estimation des températures des fluides refroidisseurs

##### 4-4-1 Liquide de refroidissement

En règle générale, pour les gros cylindres, une bonne température de sortie du liquide du bloc cylindre sera de  $88^\circ\text{C}$  ; cette règle subira des variations de  $\pm 5^\circ\text{C}$  suivant les variations de charge du moteur [4]

En prenant en compte ceci et les considérations à respecter pour les températures citées au chapitre 2 on a :

$\bar{T}_e = 90^\circ\text{C}$ . (température moyenne du liquide de refroidissement)

$$\Delta T_e = 6^\circ\text{C}$$

(différence de température du liquide entre l'entrée et la sortie du moteur).

d'où

$$T_{1e} = 93^\circ\text{C}$$

$$T_{2e} = 87^\circ\text{C}$$

##### 4-4-2- Air de refroidissement

$t_{1a} = 40^\circ\text{C}$  (température ambiante : entrée du radiateur)

- température à la sortie du radiateur : pour un meilleur compromis entre les dimensions du radiateur et celles du ventilateur, le rendement thermométrique  $r_t$  de l'échangeur est généralement de l'ordre de 0,60 [7]

$$r_t = \frac{T_{2a} - T_{1a}}{T_{1e} - T_{1a}} \quad (4-7)$$

d'où :  $T_{2a} = T_{1a} + r_t (T_{1e} - T_{1a})$

$$T_{2a} = 71,8^\circ\text{C}$$

Correction de  $T_{2a}$  :

soit :  $T_{2a} = 70^{\circ}\text{C}$

D'où :  $\Delta T_a = 30^{\circ}\text{C}$

$\bar{T}_a = 55^{\circ}\text{C}$

#### 4-5- Dimensionnement du radiateur.

##### 4-5-1- Les caractéristiques physiques des fluides refroidisseurs

Elles dépendent de la température (et d'une façon négligeable de la pression) et varient en chaque point de l'espace. Pour faciliter les calculs sans s'éloigner des résultats expérimentaux, on prend :

-pour calculer  $\lambda$ ,  $c_p$ , et  $\zeta$ , la température moyenne

$$\bar{T} = 0,5 (T_1 + T_2) ;$$

-pour calculer  $\mu$ , la température de film définie par :

$$T_f = 0,3 T_p + 0,7 \bar{T}$$

La température de la paroi  $t_p$  est estimée  $80^{\circ}\text{C}$ .

Les caractéristiques des fluides usuels sont données dans le tableau

Fluide	$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$c_p$ kJ/(kg .k)	$\mu$ en 10 <sup>-5</sup> Pa .S	$\lambda$ en 10 <sup>5</sup> kw/(m .k)
Air (55°C)	1,076	1,008	2,05	2,80
eau (90°C)	965,0	4,202	31,65	67,65
eau+30% éthylène glycol (100°C)	996,9	3,861	48,70	51,50
Eau+50% éthylène glycol (100°C)	1014,0	3,645	75,52	41,90

#### 4.5.2. Débit du liquide de refroidissement

$$\dot{Q}_{\text{eau}} = \dot{m}_e \cdot C_{pe} \cdot \Delta T_e \quad (4.8)$$

$$\dot{m}_e = \zeta_e \cdot \dot{q}_{ve}$$

avec:  $\dot{m}_e$  [kg/s] débit massique

$\dot{q}_{ve}$  [m<sup>3</sup>/s] débit volumique

$\zeta_e$  [kg/m<sup>3</sup>] masse volumique

d'où

$$\dot{q}_{ve} = \frac{\dot{Q}_{eau}}{\zeta_e \cdot C_{pe} \cdot \Delta T_e} \quad (4.9)$$

#### 4-5-3- Les phénomènes d'écoulement et de transfert thermique

Au cours de cette étude, on s'intéressera aux deux types d'échangeurs généralement montés sur les véhicules, en l'occurrence (fig.4.2.) :

- échangeurs à tubes plats quinconcés, ailettes planes.

- échangeurs à tubes ronds alignés, ailettes planes.

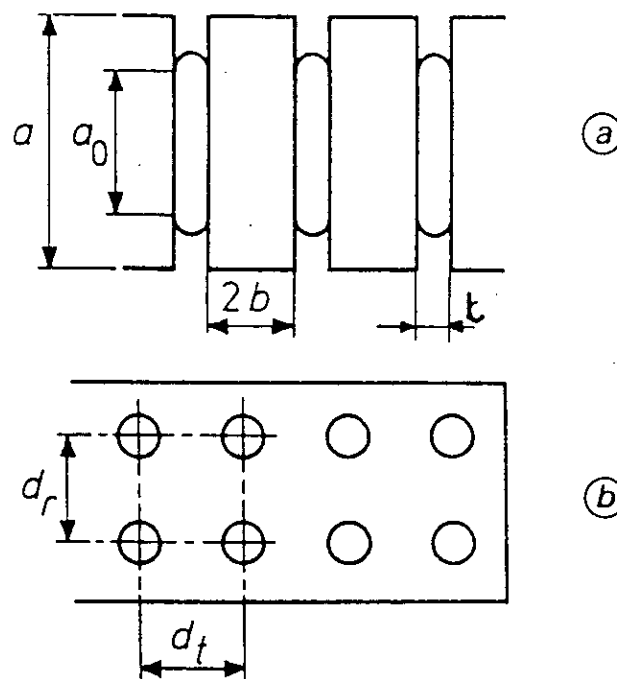


fig. 4.2

#### - 4-5-3-1 Convection à l'intérieur des tubes

- Reynolds :

$$Re = \frac{\zeta_e \cdot U_e \cdot d_h}{\mu_e} \quad (4-10)$$

avec

$$d_h = 4 S_n / p$$

ou  $d_h$  (m) diamètre hydraulique

$S_n$  (m<sup>2</sup>) section transversale d'un tube

on a :  $p(m)$  périmètre mouillé

tubes ronds (fig.4.2.a)

$$\begin{cases} dh=d \\ p=\pi.d \end{cases} \quad (4-11a)$$

Tubes plats (fig.4.2.b)

$$\begin{cases} dh=\frac{t(4a_0+\pi.t)}{(2a_0+\pi.t)} \\ p=2a_0+\pi t \end{cases} \quad (4-11b)$$

$U_e$  (m/s vitesse du liquide à l'intérieur des tubes, généralement comprise dans l'intervalle  $[0,15,0,35]$ m/s .

-Prandtl: 
$$Pr=\frac{Cpe.\mu_e}{\lambda_e} \quad (4-12)$$

-Nusselt: 
$$Nu=\frac{h_e.dh}{\lambda_e} \quad (4-13)$$

La corrélation utilisée dans le cas d'un refroidissement de l'eau descendant dans des tubes verticaux, avec  $Re$  compris 2100 et 10,000 et  $\Delta T_e$  modéré [10], est :

$$Nu : 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad \text{pour } L/d > 60 \quad (4-14)$$

D'ou 
$$h_e = \frac{Nu.\lambda_e}{dh} \quad (4-15)$$

#### 4-5-3-2- Convection à l'extérieur des tubes .

- Reynolds: 
$$Re = \frac{\xi_a.U_m.dh}{\mu_a} \quad (4-16)$$

Avec: 
$$U_m = \frac{(2b+t).(e+\varepsilon_a)}{2b.e} V_0 \quad (\text{tubes plats}) \quad (4-17a)$$

$$U_m = \frac{d_t.(e+\varepsilon_a)}{(d_t-d).e} V_0 \quad (\text{tubes ronds}) \quad (4-17b)$$

avec  $U_m$ (m/s) vitesse de l'air dans la section minimale de passage.  
 $\varepsilon_a$  (m) é paisseur du métal des ailettes .



$e$  (m) espacement des ailettes

$b, t, d_t, d$  (m) côtes géométriques (fig.4.2.)

$V_0$  (m/s) vitesse d'approche de l'air (vitesse d'avance du véhicule)

pour l'air les corrélations utilisées sont :

$$Nu = A' Re^r \quad (4-18)$$

$$f = B Re^{-s} \quad (4-19)$$

avec  $f$  coefficient de frottement

et les valeurs numériques courantes sont données dans le tableau 4.2. [7].

Tableau 4.2 convection et frottement de l'air					
Type de faisceau	$NU = A' Re^r$		$f = B Re^{-s}$		Écoulement
	A	r	B	S	
Tubes plat quinconcés	0,425	0,50	1,40	0,45	$Re < 1500$
ailettes planes	0,100	0,70	0,23	0,20	$Re > 1500$
Tubes ronds alignés	0,142	0,60	0,50	0,44	$Re < 1500$
ailettes planes	0,023	0,85	0,15	0,28	$Re > 1500$

-Prandtl:  $Pr = \frac{C_{p_a} \mu_a}{\lambda_a} \quad (4.20)$

-Nusselt:  $Nu = \frac{h_a \cdot dh}{\lambda_a} \quad (4.21)$

d'où

$$h_a = \frac{Nu \cdot \lambda_a}{dh} \quad (4.22)$$

#### 4. 5. 4 Calcul de KS

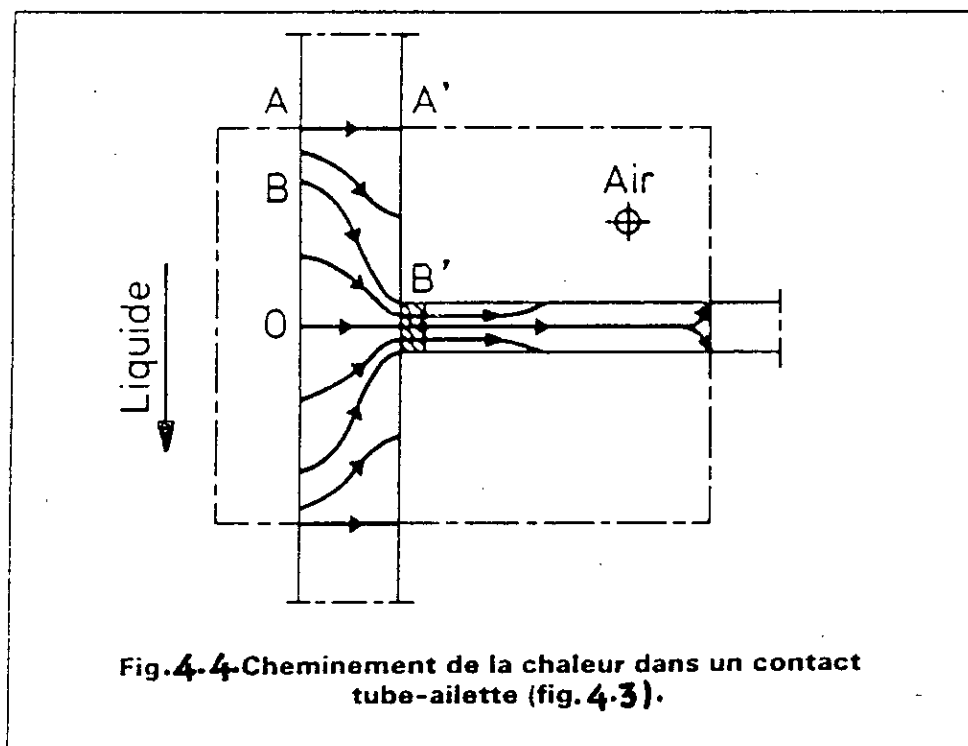
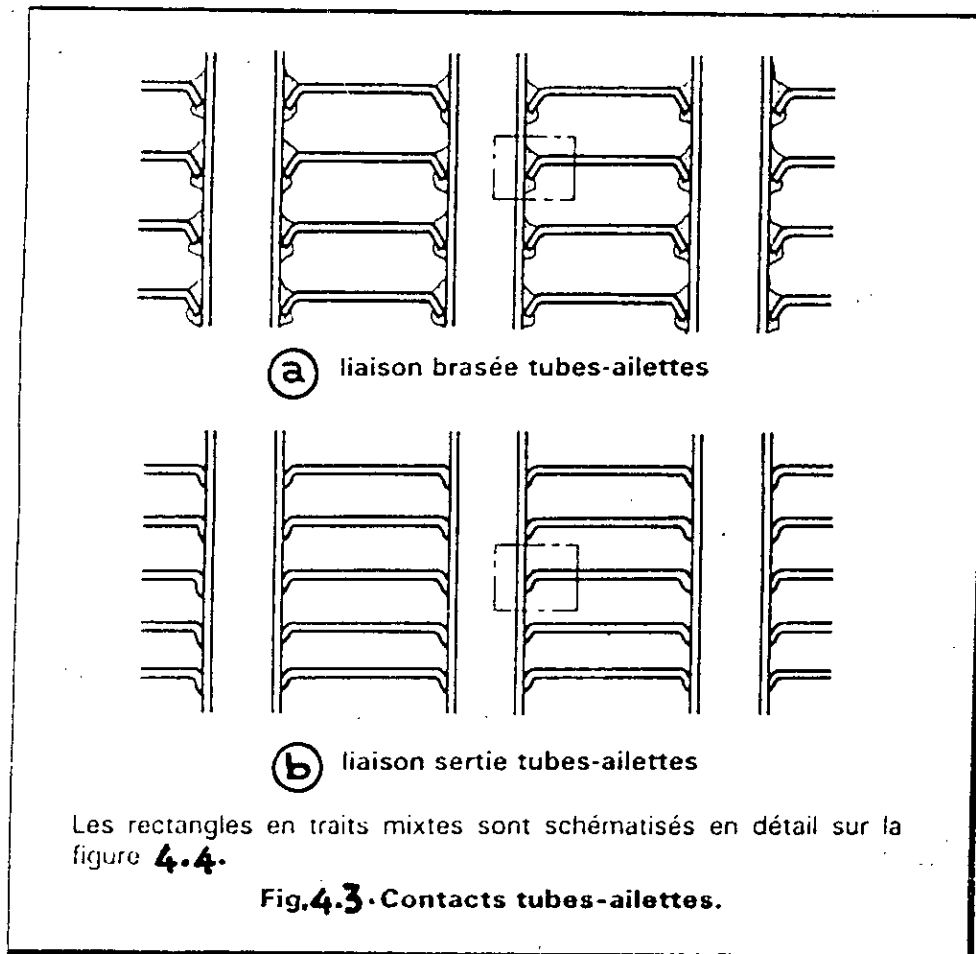
##### 4. 5. 4 .1 Écoulement de la chaleur

La fig.4.3. montre des liaisons entre des tubes (surfaces directes) et des ailettes (surfaces indirectes) dans des radiateurs de refroidissement de différentes technologies. Les coupes passent par l'axe des tubes et sont perpendiculaires à l'écoulement de l'air refroidisseur; elles montrent l'aspect modulaire des faisceaux.

La fig.4.4. schématise et agrandit un module géométrique élémentaire.

On voit que la chaleur entrant le long de la paroi interne du tube OA est transférée :

- pour une fraction AB directement à travers le tube dans l'air.
- pour une fraction BO indirectement à travers le tube puis à travers la liaison tube-ailette, puis par cheminement dans l'âme de l'ailette.



#### 4.5.4.2. Résistance thermique des jonctions tubes-ailettes

Dans les jonctions tubes -ailettes brasées (fig.4.3.), le métal d'apport peut avoir une conductivité thermique faible et/ou présenter des porosités. De même les jonctions obtenues par sertissage mécanique offrent des zones de contact métal/métal et des interstices remplis par de fines lames d'air. La jonction entre tubes et bases des ailettes introduit donc en pratique une résistance thermique.

La résistance thermique  $R_j$  ( $m^2 \cdot K/KW$ ) de la jonction est définie par

$$\Delta t_j = R_j \frac{\dot{Q}_j}{S_j} \quad (4.23)$$

avec :  $\dot{Q}_j$  (KW) flux thermique dissipé par les surfaces indirectes (ou ailettes).

$S_j$  ( $m^2$ ) surfaces des jonctions définies par la surface extérieure des tubes interceptée par l'épaisseur des ailettes

$\Delta t_j$  ( $^{\circ}C$ ) chute de température à travers les jonctions et vaut environ :

$R_j = 0,010 m^2 K/KW$  pour des brasures fortes

$R_j = 0,025 m^2 K/KW$  pour des brasures tendres.

$R_j = 0,050 m^2 K/KW$  pour des sertissages.

#### 4.5.4.3. Rendement des surfaces indirectes.

La conduction de la chaleur dans l'âme d'une ailette implique un gradient de température dans cette dernière. Rappelons que le rendement des surfaces indirectes  $\eta_a$  est le ratio entre le flux qu'elles dissipent et celui qu'elles dissiperaient si toute leur surface était à la température de leurs peids (c'est à dire que leur métal aurait une conductivité infinie).

Pour les échangeurs à tubes plats (fig.4.2.a) le rendement des ailettes peut être calculé de la façon approchée suivante [7]

posons :

$$w = \sqrt{\frac{2h_a}{\lambda_a \cdot \varepsilon_a}} \quad (4.24)$$

avec  $\lambda_a$  [kw/(m.k)] conductivité du métal des ailettes (tabl.4.3.)

il vient :

$$\eta_a \cong \frac{\tanh bw}{bw} \left\{ \frac{a_0}{a} + \frac{a-a_0}{a} \frac{\tanh [2w(a-a_0)]}{2w(a-a_0)} \right\} \quad (4.25)$$

avec  $a_0, a, b$  (m) cotes géométrique (fig.4.2.a)

$\tanh x$  tangente hyperbolique de  $x$

Dans les échangeurs à tubes ronds traversant des ailettes planes de la fig.4.2. b, le rendement des surfaces indirectes est donnée par

$$F(x, \beta) = RW \tanh \left( \frac{x.R.W.}{\cos\beta} - RW \right) \frac{1}{\cosh \left( \frac{x.R.W.}{\cos\beta} - R.W \right)}$$

en posant:

$$\beta_0 = \text{Arctan} \left( w \frac{dr}{dt} \right)$$

avec  $R$ (m) rayon externe des tubes.

$d_f$ (m) pas des tubes en façades

$d_r$  (m) pas des rangs de tubes

il vient :

$$\eta_a \cong \frac{\pi / 2 + \int_0^{\beta_0} F(d_t, \beta) d\beta + \int_0^{\pi/2 - \beta_0} F(d_t, \beta) d\beta}{R^2 W^2 (d_r d_t - \pi/4)} \quad (4.26)$$

tableau 4.3- Conductivité des métaux employés dans les échangeurs en [ kw/ m.k ]

Cuivre légèrement allié	0,325
Laiton	0,063
Cupron nickel	0,040
Alliage légers (A5-AM1)	0,206
Alliages légers (AGS)	0,190
Fer doux	0,046
acier inoxydable	0,015

#### 4.5.4.4. Expression de KS

Dans notre cas, où les surfaces d'échanges directes (tubes) sont munies d'ailettes, seulement de l'extérieur, le produit KS s'exprime par la suite de calculs (voir annexe 2)

$$Y = \frac{1}{h_a \left[ S_D + \eta_a \cdot S_I \cdot \frac{S_j}{S_j + h_a \cdot \eta_a \cdot R_j \cdot S_I} \right]} \quad (4.27a)$$

$$Y' = \frac{1}{h_e [S_D + S_j]} \quad (4.27.b)$$

il vient :

$$Ks = \frac{1}{Y + Y'} \quad (4.28)$$

avec Y [°C/KW] résistance côté chaud (liquide refroidissement)

Y' [°C/KW] résistance côté froid (air refroidisseur)

K [KW/m<sup>2</sup> °C] coefficient d'échange global

$S$  [m<sup>2</sup>] surface totale d'échange

D'autre part, le flux échangé entre les deux fluides s'exprime par :

$$\dot{Q}_{\text{eau}} = KS (\bar{T}_e - \bar{T}_a) \quad (4.29)$$

$$\text{d'où } KS = \dot{Q}_{\text{eau}} / (\bar{T}_e - \bar{T}_a) \quad (4.30)$$

#### 4.5.5. Calcul des dimensions du radiateur

##### 4.5.5.1. Surface latérale des tubes

De la figure 4.5. on tire les relations liant les différentes surfaces du radiateur :

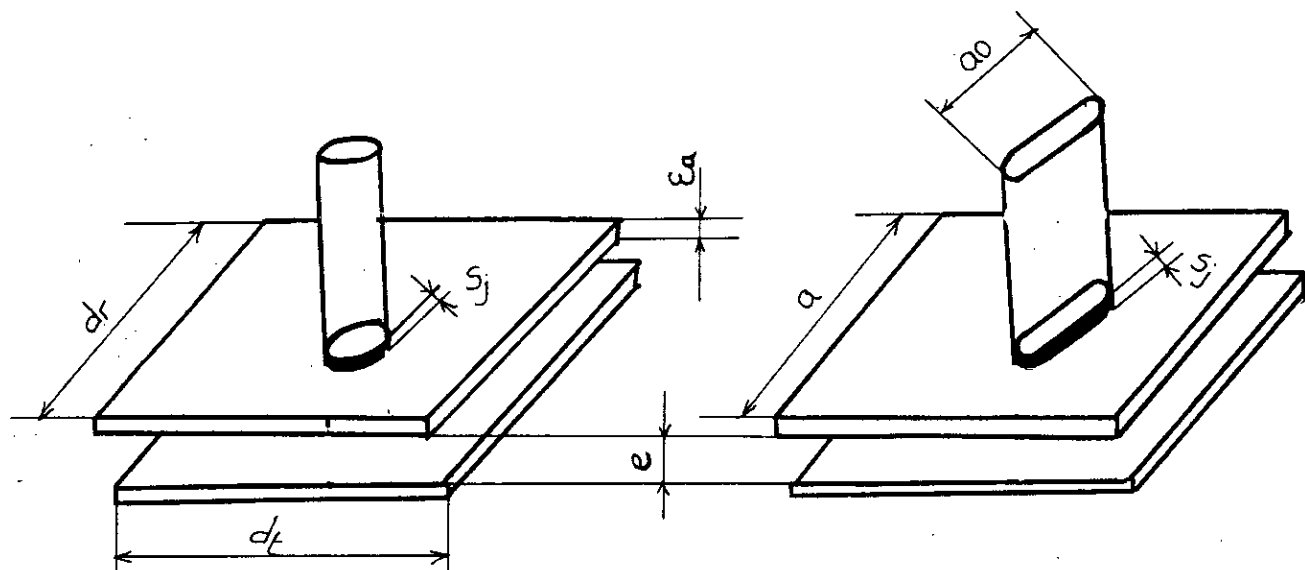


fig [4.5]

$$S_t = S_D + S_j$$

$$\frac{S_j}{S_t} = \frac{\epsilon_a}{e + \epsilon_a}$$

Le rapport de la section indirecte ( $S_I$ ) à la section directe ( $S_D$ ) est définie

par [fig 4.5] par :

$$\alpha = \frac{2(d_t d_r - S_n)}{P \cdot e} \quad (\text{tubes ronds}) \quad (4.31a)$$

$$\alpha = \frac{2((2b+t) - S_n)}{P \cdot e} \quad (\text{tubes plats}) \quad (4.31b)$$

En exprimant  $S_I$ ,  $S_D$ , et  $S_j$  en fonction de  $S_t$  et en les injectant dans l'équation (4.28).

On obtient :

$$KS = S_t \left[ \frac{1}{h_e} + \frac{e + \epsilon_a}{e} \cdot \frac{1}{ha \left( 1 + \eta_a \cdot \frac{\alpha}{1 + \eta_a \cdot R_j \cdot ha \cdot \alpha \cdot \frac{e}{\epsilon_a}} \right)} \right]^{-1} \quad (4.32)$$

En égalisant les deux équations (4.30) et (4.32) on obtient :

$$S_t = \frac{\dot{Q}_{eau}}{\bar{T}_e - \bar{T}_a} \left[ \frac{1}{h_e} + \frac{e + \epsilon_a}{e} \cdot \frac{1}{ha \left( 1 + \eta_a \cdot \frac{\alpha}{1 + \eta_a \cdot R_j \cdot ha \cdot \alpha \cdot \frac{e}{\epsilon_a}} \right)} \right] \quad (4.33)$$



#### 4. 5 . 5. 2 La hauteur du faisceau ( Longueur d'un tube)

Soit :  $n_t$  le nombre de tube du faisceau.

avec :

$$n_t = \frac{\dot{q}_{ve}}{U_e \cdot S_n} \quad (4.34)$$

D'ou :

$$H_f = \frac{St}{n_t \cdot p} \quad (4.35)$$

#### 4. 5 . 5. 3 La largeur du faisceau.

Soit :  $n_{tR}$  le nombre de tubes par rangée .

- Tubes plats quinconcés ( 3 rangées)

$$\begin{cases} n_{tR} = (n_t + 1) / 3 \\ L_f = n_{tR} (2b + t) \end{cases} \quad (4.36a)$$

- Tubes ronds ( 4 rangés es)

$$\begin{cases} n_{tR} = n_t / 4 \\ L_f = n_{tR} \cdot d_t \end{cases} \quad (4.36b)$$

#### 4. 5 . 5. 4 Section minimale de passage

Soit :  $S_f$  la section frontale du radiateur définie par  $S_f = H_f \cdot L_f$

La section minimale de passage : est la plus petite section frontale de passage dans les faisceau , résultant de la présence des tubes et des ailettes , d'où :

$$S_m = \left( \frac{e}{e + \epsilon_a} \right) \left( \frac{2b}{2b + t} \right) S_f \quad (\text{tubes plats}) \quad (4.37a)$$

$$S_m = \left( \frac{e}{e + \epsilon_a} \right) \left( \frac{d_t - d}{d} \right) S_f \quad (\text{tubes ronds}) \quad (4.37b)$$

où

$\left( \frac{e}{e + \epsilon_a} \right)$  coefficient de rétrécissement dû aux ailettes

$\left( \frac{2b}{2b + t} \right)$  et  $\left( \frac{d_t - d}{d} \right)$  coefficients de rétrécissement dû au tubes.

#### 4. 5. 5. 5 Section totale d'échange :

Par définition :  $S = S_I + S_D$

avec  $S_D = \frac{e}{e + \epsilon_a} S_t$

et  $\frac{S_I}{S_D} = \alpha$

D'où:

$$S = (1 + \alpha) \left( \frac{e}{e + \epsilon_a} \right) S_t \quad (4.38)$$

#### 4. 5.16 Pertes de charges de l'air dans le faisceau

Les pertes de charge  $\Delta p$  subies par l'air à travers le faisceau de l'échangeur sont principalement dues aux frottements sur les surfaces d'échange  $S$ .

Par définition :

$$G = \frac{\dot{m}_a}{S_m} = \zeta_a \cdot U_m \quad (4.39)$$

avec  $G$  [kg/m<sup>2</sup>.s]:

Débit massique unitaire rapporté à la section minimale de passage  
 $\dot{m}_a$  [kg/s] Débit massique de l'air

il vient :

$$\Delta P_F = f \cdot \frac{G^2}{2\zeta_a} \cdot \frac{S}{S_m} = \frac{f}{2} \cdot \zeta_a \cdot U_m^2 \cdot (S/S_m) \quad (4.40)$$

avec  $\Delta P_F$  [Pa] pertes de charge

$f$  : coefficient moyen de frottement (tab :4.2)

#### 4- 6 Dimensionnement du ventilateur:

Le dimensionnement d'une turbo machine en général et d'un ventilateur en particulier , se fait à partir de trois paramètres qui sont :

- Le débit volumique  $\dot{q}_v$
- La hauteur de charge  $H$
- La vitesse de rotation  $N$

##### 4.6.1 Débit d'air

Le ventilateur doit véhiculer un débit d'air suffisant pour évacuer la chaleur enlevée au radiateur.

$$\dot{Q}_{eau} = \dot{m}_a \cdot C_{pa} \cdot \Delta T_a \quad (4-41)$$

or  $\dot{m}_a = \zeta_a \cdot \dot{q}_{va}$

$$\text{d'où } \dot{q}_{va} = \frac{\dot{Q}_{eau}}{\zeta_a \cdot C_{pa} \cdot \Delta T_a} \quad (4- 42)$$

avec  $\dot{m}_a$  [ kg/s ] débit massique

$\zeta_a$  [kg/m<sup>3</sup>]

$c_{pa}$  [kJ/kg .°c] : respectivement masse volumique et

chaleur massique de l'air à 70°C ( sortie du radiateur )

$\dot{q}_{va}$  [m<sup>3</sup>/s] débit volumique.

Le débit de fuite  $\dot{q}_{vf}$  dû à la turbulence ( dans le faisceau et la roue du ventilateur ) et au retour du courant d'air entre les pales représente environ 6% du débit calculé.

Le débit définitif du ventilateur sera donc :

$$\dot{q}_{va} = \dot{q}_{vf} + \frac{\dot{Q}_{eau}}{\zeta_a \cdot c_{pa} \cdot \Delta T_a} \quad (4- 43)$$

#### 4.6.2 La hauteur de charge

Considérons le cas le plus général du circuit d'air refroidisseur d'un véhicule automobile dont l'avant est représenté sur la fig 4.6

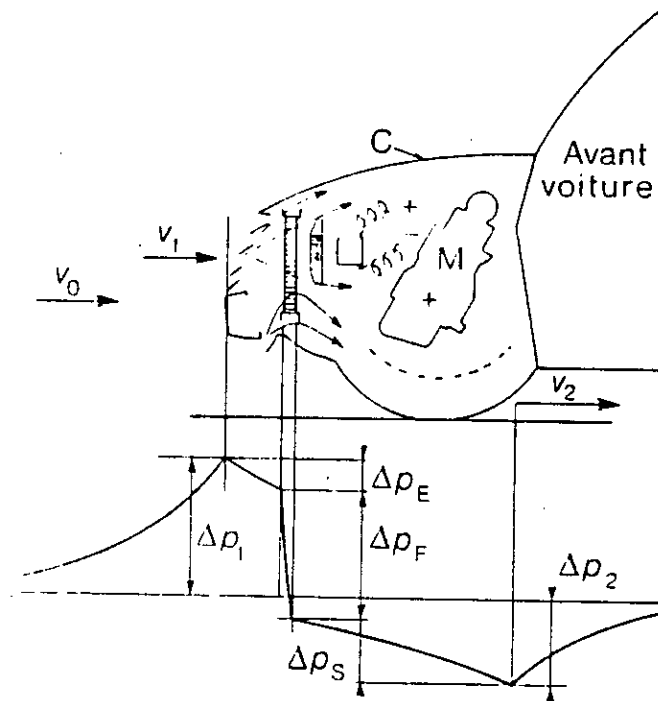


Fig 4.6

L'avancement du véhicule crée entre  $\Sigma 1$  et  $\Sigma 2$  une différence de pression statique moyenne ( en pascals) que l'on rapporte à la valeur de la pression dynamique dû à  $v_0$ :

$$\Delta P_0 = K_p \cdot \zeta_0 \cdot \frac{V_0^2}{2} \quad (4-44)$$

avec  $\zeta_0$  [ $\text{kg} / \text{m}^3$ ] masse volumique de l'air ambiant ( $40^\circ\text{c}$ )

$k_p$  coefficient manométrique .

$k_p$  ne dépend théoriquement ; lorsque les écoulements sont turbulents , que de la forme extérieure et de la garde au sol du véhicule .

- pour un véhicule de sport  $k_p \sim 0,4$
- pour un véhicule de tourisme  $k_p \sim 0,70$
- pour une cabine avancée  $k_p \sim 1,20$

Dans leur écoulement sous le capot , les filets d'air rencontrent des obstacles et subissent des pertes de charge en (pascals) :

Dans leur écoulement sous le capot , les filets d'air rencontrent des obstacles et subissent des pertes de charge en (pascals) :

$\Delta P_E$  en amont du radiateur .

$\Delta P_F$  à la traversée du faisceau du radiateur .

$\Delta P_s$  en aval du radiateur

d'où l'équation générale d'équilibre des différentes énergies

$$K_p \zeta_0 \frac{V_0^2}{2} + \zeta_a g H = \Delta P_E + \Delta P_F + \Delta P_s \quad (4-45)$$

( $\Delta P_E + \Delta P_s$ ) sont estimé à 20% de  $\Delta P_F$

D'où

$$H = \frac{(1,20 \Delta P_F - K_p \zeta_0 V_0^2 / 2)}{\zeta_a g} \quad (4-46)$$

La vitesse de rotation du ventilateur est donnée par le régime du moteur.

#### 4.6.3 Écoulement à travers une grille cylindrique de pales

La roue d'un ventilateur hélice (fig 4.7) constitue une grille cylindrique de pales , fixée sur le moyeu concentrique avec l'axe . les pales tournent dans l'espace annulaire limité par la surface du moyeu et les parois intérieur des canalisation de refoulement . L'écoulement de l'air à travers les grilles de pales est un mouvement périodiquement symétrique par rapport à l'axe de la roue .

La fig 4.7a représente la section méridienne de la roue , la fig 4.7b , sa projection sur le plan perpendiculaire à l'axe , et la fig 4.7c le développement sur le plan de la grille cylindrique de pales .

#### 4.6.3.1 Relations géométriques dans une grille cylindrique

- Les principales grandeurs caractéristiques d'une grille de pales sont:
- L'angle d'inclinaison de la pale dans la grille  $\beta_c$  (angle compris entre la corde du profil de la pale et l'axe de la grille).
  - Le pas  $t$  et la densité (espacement)  $\lambda$  ou la transmittance (rapport pas / corde)  $\tau$  de la grille.

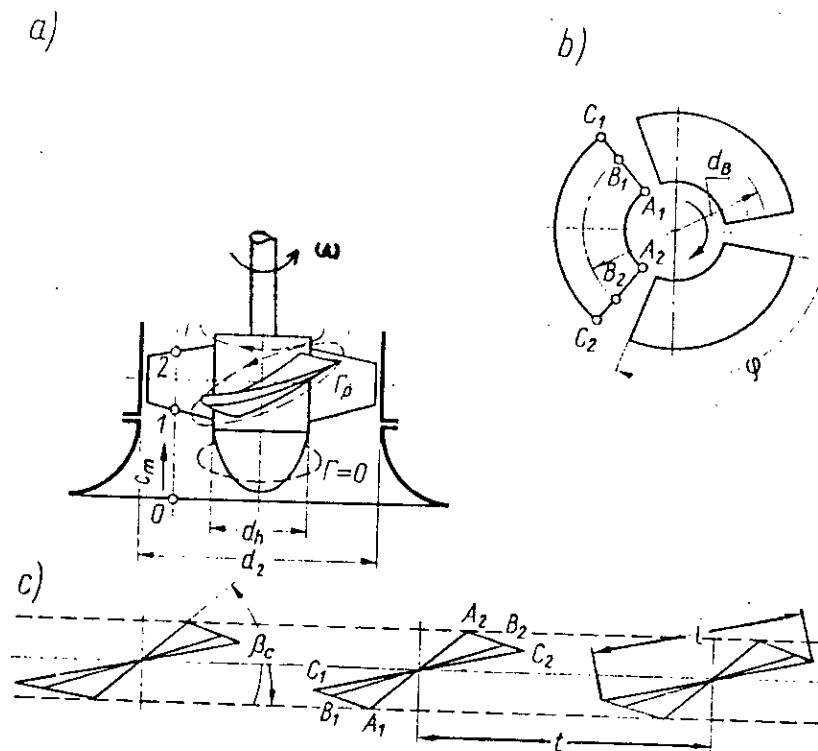


Schéma de fonctionnement d'un ventilateur hélice :

- section méridienne , b) projection de la roue sur le plan perpendiculaire à l'axe , c) développement de la grille cylindrique de pale

Fig 4.7

La projection de la corde de la pale sur la direction de la grille (fig 2b, c) est égale au produit du rayon  $r$  et de l'angle de ceinture  $\varphi$

$$l \cos \beta_c = r \varphi$$

d'où la longueur de la corde

$$l = \frac{r\varphi}{\cos\beta_c} \quad (4-47)$$

Le pas de la grille

$$t = \frac{2\pi r}{Z} \quad (4-48)$$

avec  $Z$  nombre de pales.

la densité de la grille ( l'espacement des pales)

$$\lambda = \frac{l.Z}{2\pi r} = \frac{l.Z}{t.Z} = \frac{l}{t} \quad (4-49)$$

la transmittance de la grille

$$\tau = \frac{t}{l} = \frac{1}{\lambda} \quad (4-50)$$

la section nette de passage

$$A_m = \frac{\pi \cdot (d_e^2 - d_m^2)}{4\gamma} \quad (4-51)$$

avec  $\gamma$  coefficient de contraction de section de passage sa valeur est comprise entre 1,05 et 1,2 [16] , pour les roues hélices , le coefficient est voisin de 1 par suite de la forme aérodynamique des profils employé

$\nu = \frac{d_m}{d_e}$  facteur de retricissement de la section de passage par le moyeu sa valeur est comprise entre 0,25 et 0,5 pour un ventilateur hélice.



4-6-3-2 Relations cinématiques dans une grille de pales

Etant donnée que la vitesse périphérique  $U$  reste la même avant et après la grille, et que les composantes méridiennes  $C_m$  de la vitesse absolue sont égales, nous pouvons représenter les triangles des vitesses d'entrée et de sortie sous forme d'un seul diagramme (fig 4.8)

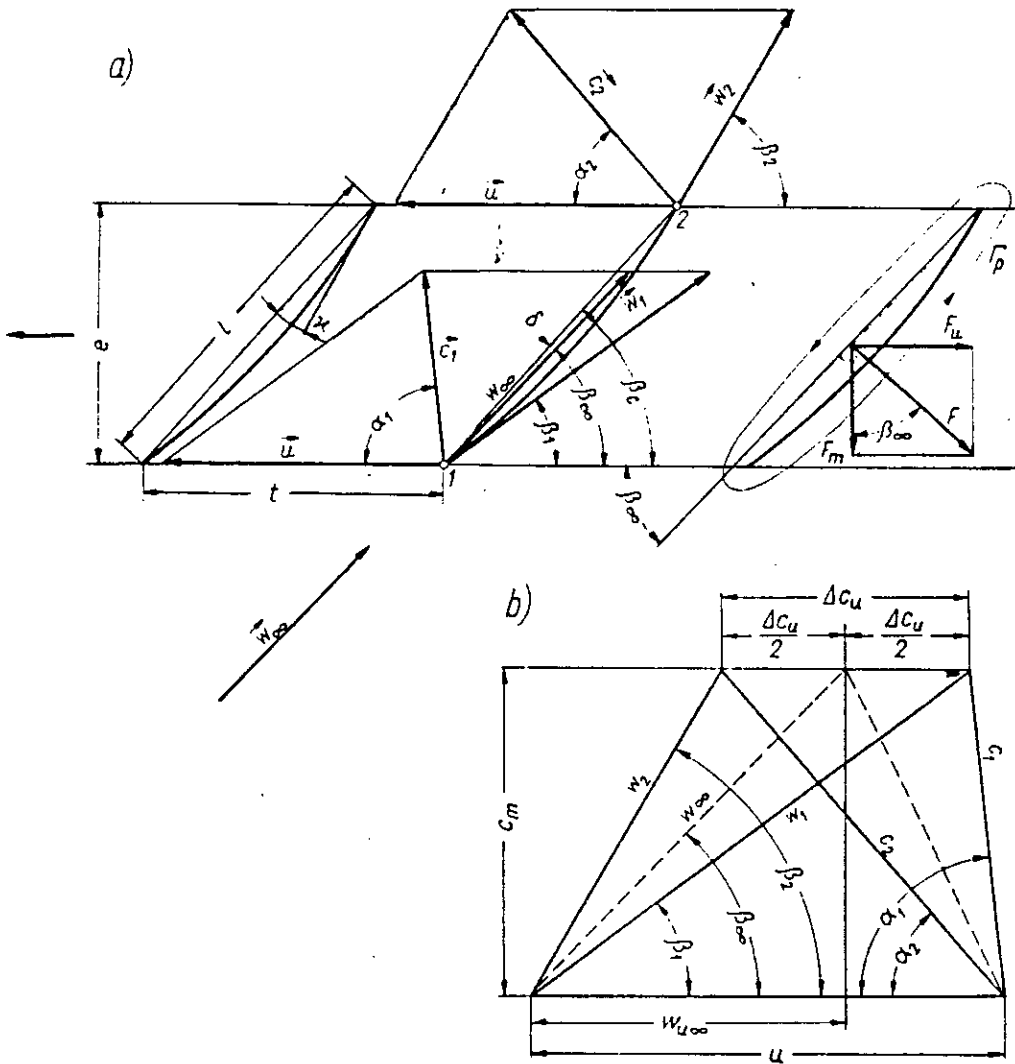


fig 4.8

la grille n'engendre qu'un accroissement de la composante de vitesse

$$C_{u2} - C_{u1} = \Delta C_u$$

La composante méridienne de la vitesse

$$C_m = \frac{\dot{q}_{va}}{A_m} = \frac{4\gamma \cdot \dot{q}_{va}}{\pi \cdot d_e^2 (1-v^2)} \quad (4-52)$$

La vitesse relative de l'écoulement non perturbé.

$$W_\infty = \sqrt{C_m^2 + W_{u\infty}^2} \quad (4-53)$$

l'angle compris entre la vitesse relative  $\bar{W}_\infty$  dans la section d'entrée, et sa composante périphérique  $W_{u\infty}$  est définie par la formule

$$\operatorname{tg} \beta_\infty = \frac{C_m}{W_{u\infty}} \quad (4-54)$$

$$\text{avec } W_{u\infty} = U - \frac{C_{u2} - C_{u1}}{2} = U - \frac{\Delta C_u}{2} \quad (4-55)$$

lorsque le liquide afflue dans la roue sans prérotation ( $C_{u1}=0$ ) on a:

$$W_{u\infty} = U - \frac{C_{u2}}{2} \quad (4-56)$$

#### 4.6.4 Calcul des dimensions du ventilateur

##### 4.6.4.1 vitesse spécifique

$$N_{SQ} = \frac{N \cdot \sqrt{\dot{q}_{va}}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (4-57)$$

Les valeurs de  $N_{SQ}$  pour les ventilateur hélices se situent entre 270 et 550

#### 4.6.4.2 Diamètre extérieur de la roue

Nous calculons d'abord , la vitesse périphérique de la roue pour le diamètre extérieur , ceci au moyen de la formule de stepanoff

$$U_e = K_{ue} \sqrt{2gH} \quad (4.58)$$

le coefficient expérimental  $K_{ue}$  nous étant fourni par la formule suivante :

$$K_{ue} = \frac{NsQ}{160} + 0.8 \quad (4.59)$$

d'autre part nous avons :

$$U_e = \frac{\pi \cdot N \cdot d_e}{60} \quad (4.60)$$

$$\text{d'où } d_e = \frac{60 U_e}{\pi \cdot N} \quad (4.61)$$

Le diamètre intérieur de la roue est donné par :

$$d_m = v d_e \quad (4.62)$$

avec  $v = 0,4$  (fixé)

#### 4.6.4.3. Vitesse méridienne

$$C_m = \frac{\dot{q}_{va}}{A_m}$$

$$\text{avec } A_m = \frac{\pi}{4\gamma} d_e^2 (1-v^2)$$

$\gamma = 1$  (coefficient de retrécissement de la section de passage, proche de 1 pour une roue hélice)

d'où

$$C_m = \frac{4 \cdot \dot{q}_{va}}{\pi d_e^2 (1-v^2)} \quad (4.63)$$

#### 4.6.4.4. Hauteur d'élévation théorique

tenant compte des relations

$$r_1 = r_2 = r; \quad Cu_2 - Cu_1 = \Delta Cu; \quad H_{th} = H / \eta_h$$

et de l'équation d'Euler

$$H_{th} = \frac{U}{g} (Cu_2 - Cu_1) \quad (4.64)$$

On admet un rendement hydraulique  $\eta_h = 0.92$  et le fluide afflue l'entrée de la roue sans prérotation ( $Cu_1 = 0$ )

#### 4.6.4.5. Nombre de pales

Le nombre de pales de la roue d'un ventilateur hélice (monté sur un véhicule lourd), d'habitude compris entre 4 et 10, dépend de la valeur de la vitesse spécifique  $Ns_Q$ . Les ventilateurs à moindre vitesse spécifique ont un nombre de pales plus élevé [15].

Par analogie aux pompes hélices on construit le tableau suivant :

Vitesse spécifique $Ns_Q$	[250,320[	[320,390[	[390,460[	[460,550[
Nombre de pales de la roue Z	10	8	6	4

#### 4.6.4.6. Densité de la grille

La densité de grille ou espacement des pales est définie, d'après l'équation (4.49) par :

$$\lambda = \frac{1}{t}$$

t étant le pas de grille pris sur le cercle de rayon r donné par l'équation (4-48) :

$$t = \frac{2\pi r}{Z}$$

En introduisant le coefficient de portance  $C_z$ , de terminé à partir de l'angle d'attaque  $\delta$  suivant le profil d'aile portante, on obtient la relation suivante :

$$C_z \frac{l}{t} = \frac{2gH_{th}}{UW_{\infty}} \quad (4.65)$$

$$\text{avec } W_{\infty} = \sqrt{C_m^2 + \left( U - \frac{Cu_2}{2} \right)^2} \quad (4.66)$$

$$\text{et } Cu_2 = \frac{gH_{th}}{U} \quad (4.67)$$

En choisissant le profil d'aile portante approprié, on peut exprimer  $C_z$  en fonction de  $\delta$  par la relation :

$$C_z = 0,4 + 0,092\delta \quad (4.68)$$

avec  $\delta$  compris entre  $-4^\circ$  et  $8^\circ$

d'où :

$$\frac{l}{t} = \frac{2gH_{th}}{C_z U W_{\infty}} \quad (4.69)$$

et finalement on tire la valeur de la longueur de la corde :

$$l = (l/t) \cdot t \quad (4.70)$$

## 4-7 Application

### 4-7-1 Données

- Moteur Diesel : suralimenté
- Liquide de refroidissement : eau pure
- Tubes plats

Caractéristiques du moteur

- Couple maxi  $C_M$  [dan.m] .....152
- Consommation spécifique  $C_s$  [g / ch.h] .....167

- Vitesse de rotation $N$ [ tr / mn ] .....	1200
- Vitesse du véhicule $V_v$ [m / s] .....	5,55
- Cotes des tube	
$t$ [mm] .....	3
$a_0$ [mm] .....	15
- Cote des ailettes	
$a$ [mm] .....	22
$b$ [mm] .....	3,5
$\epsilon_a$ [mm] .....	0,3
$e$ [mm] .....	3
- Caractéristiques des jonctions	
- Résistances des jonctions ( Sertissage ) $R_j$ [ $m^2 \cdot K / w$ ] .....	$5 \cdot 10^{-5}$
- Conductivité des ailettes (cuivre) $\lambda_a$ [w/m .k]     325	

#### 4.7.2. Résultats

- Puissance effective pour $C_{max}$ $Pe$ [ch] : .....	259.9
- Flux de chaleur à évacuer $Q$ [kw] : .....	90.358
- Débit du liquide de refroidissement $D$ [l/s] : .....	3.7
- Nombre de Reynolds $Re$ : .....	5058.0
- Coefficient de convection $h$ [w/c . m <sup>2</sup> ] : .....	27.7
- Vitesse du liquide $U$ [m/s] : .....	0.31
- Débit de l'air dans le ventilateur $Da$ [m <sup>3</sup> /s]. : .....	3.096
- Nombre de Reynolds $Re$ : .....	2420.62
- Nombre de Nusselt $Nu$ : .....	23.4
- Coefficient de convection $h$ [w/c.m <sup>2</sup> ] : .....	123.9
- Vitesse de l'air dans la sect mini $U_m$ [m/s] : .....	8.73

- Rendement des ailettes $\eta_{ra}$ :	0.946
- Rapport SI/SD :	2.840
- section latérale des tubes $S_t$ [m <sup>2</sup> ] :	7.095
- Nombre de tubes du faisceau $N_t$ :	227
- Hauteur du faisceau $H_f$ [mm] :	793.0
- Largeur du faisceau $l_f$ [mm] :	760
- Section frontale $S_f$ [m <sup>2</sup> ] :	0.603
- Section de passage minimale $S_{pm}$ [m <sup>2</sup> ] :	0.383
- Section totale d'échange $S$ [m <sup>2</sup> ] :	24.767
- Pertes de charges dans le faisceau $\Delta p$ [pa] :	128.2
- Diamètre tuy culasse-radiateur $d$ [mm] :	56.0
- Diamètre tuy radiateur -moteur $d$ [mm] :	56.0
- Hauteur de charge $H$ [m] :	12.6
- débit d'air $q_{va}$ [m <sup>3</sup> /s] :	3.10
- Vitesse spécifique $n_s$ [tr/min] :	315.8
- Vitesse périphérique $u_e$ [m/s] :	42.8
- diamètre extérieur $d_e$ [mm] :	681.8
- Diamètre du moyeu $d_m$ [mm] :	272.7
- Vitesse méridienne $c_m$ [m/s] :	10.10
- Nombre de pales $n_p$ :	10
- Puissance absorbée $P_a$ [w] :	447.46

Grandeur	ligne de courant			
	ala2	blb2	clc2	dld2
d[mm]	272.7	409.1	545.4	681.8
U[m/s]	17.13	25.69	34.25	42.82
cu2[m/s]	7.84	5.23	3.92	3.14
w $\infty$ [m/s]	16.63	25.19	33.83	42.47
tan [ $\beta_{\infty}$ ]	0.7650	0.4378	0.3128	0.2449
$\beta_{\infty}$ [°]	37°24'	23°38'	17°22'	13°45'
t [mm]	85.7	128.5	171.3	214.2
Cz.l/t	0.575	0.169	0.072	0.037
l/t	0.985	0.289	0.123	0.064
l [mm]	84.38	37.10	21.05	13.63



## V - PROGRAMME

### 5 - 1 Structure du programme

#### A / - Entrée des données

#### 1- Choix du type de moteur

- Aspiré (ou atmosphérique)
- Suralimenté

#### 2- Choix du liquide de refroidissement

- 30% d'éthylène-glycol
- 50% d'éthylène-glycol
- eau pure

#### 3- Données de base

##### a/- données relatives au moteur

- couple : C
- consommation spécifique : Cs
- régime du moteur : N
- vitesse du véhicule :  $V_v$

##### b/- données relatives aux tubes (cotes)

###### tubes ronds :

diamètre: d

###### tubes plats

$a_0, t$

##### c/- données relatives aux ailettes

###### a- cotes

- épaisseur :  $\varepsilon_a$
- espacement entre ailettes : e

tubes ronds

- longueur :  $d_r$
- largeur :  $d_t$

tubes plats

- longueur :  $a$
- demi-largeur :  $b$

## b- caractéristiques

- conductivité :  $\lambda_a$
- résistance thermique des jonctions :  $R_j$

## B/- Calcul

- puissance effective :  $P_e$
- quantité de chaleur à évacuer :  $\dot{Q}$

## 1- caractéristiques du liquide de refroidissement

- débit du liquide de refroidissement :  $D_l$
- nombre de Reynolds :  $Re_l$
- nombre de Nusselt :  $Nu_l$
- coefficient de convection :  $h_L$
- vitesse d'écoulement dans les tubes :  $U_t$

## 2- caractéristiques de l'air

- débit de l'air :  $D_a$
- nombres de Reynolds :  $Re_a$
- nombre de Nusselt :  $Nu_a$
- coefficient de convection :  $h_a$
- vitesse de l'air dans la section minimale :  $U_m$

## 3- dimensionS du radiateur

- rendement des ailette :  $\eta_{en}$
- rapport :  $S_f/S_D$
- section latérale des tubes :  $St$

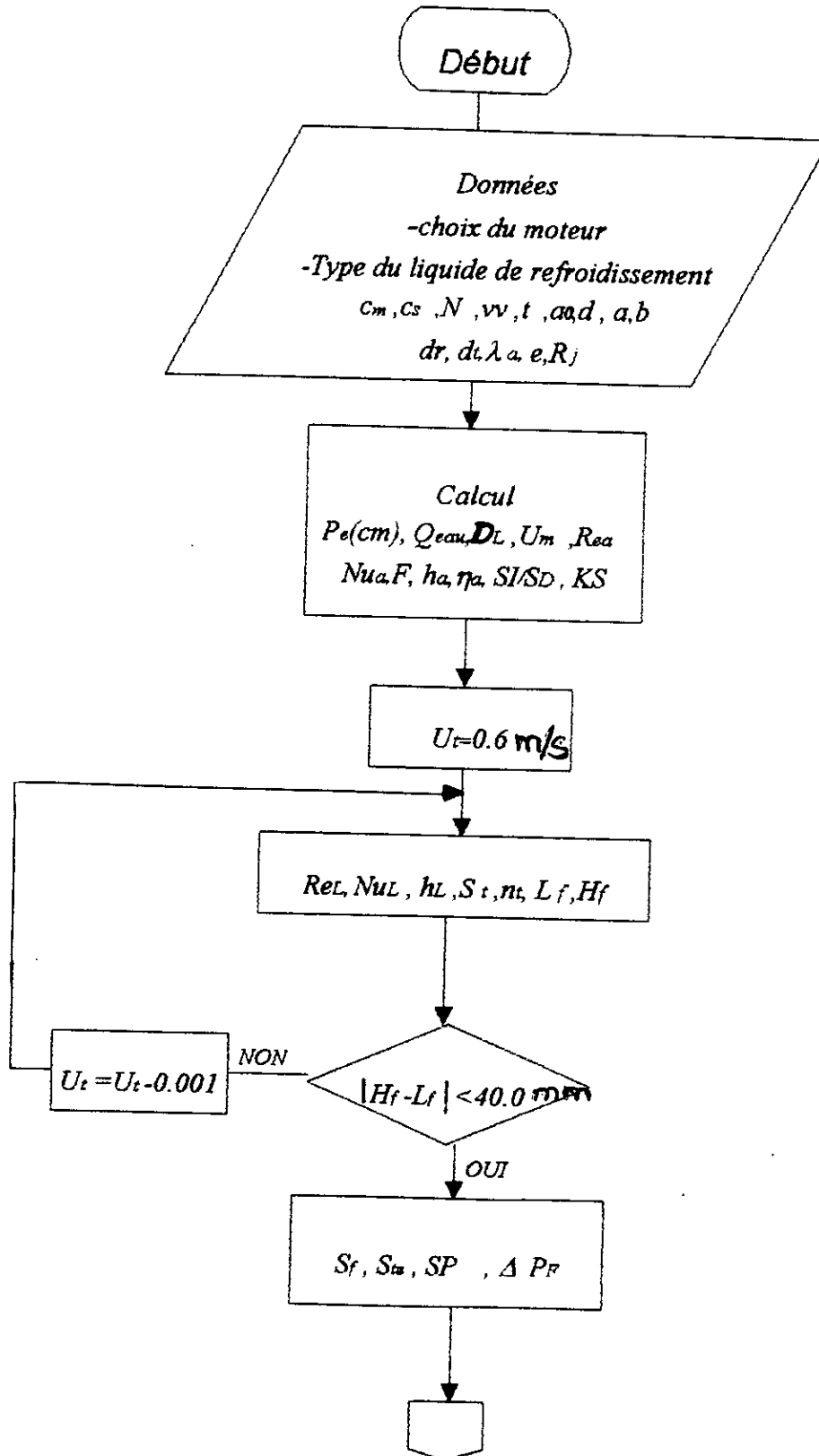
- nombre de tubes du faisceau :  $n_t$
- longueur d'un tube :  $l_t$
- section totale d'échange :  $S$
- largeur du faisceau :  $l_f$
- section frontale :  $S_f$
- section de passage minimale :  $S_{pm}$
- perte de charge dans le faisceau :  $dp$

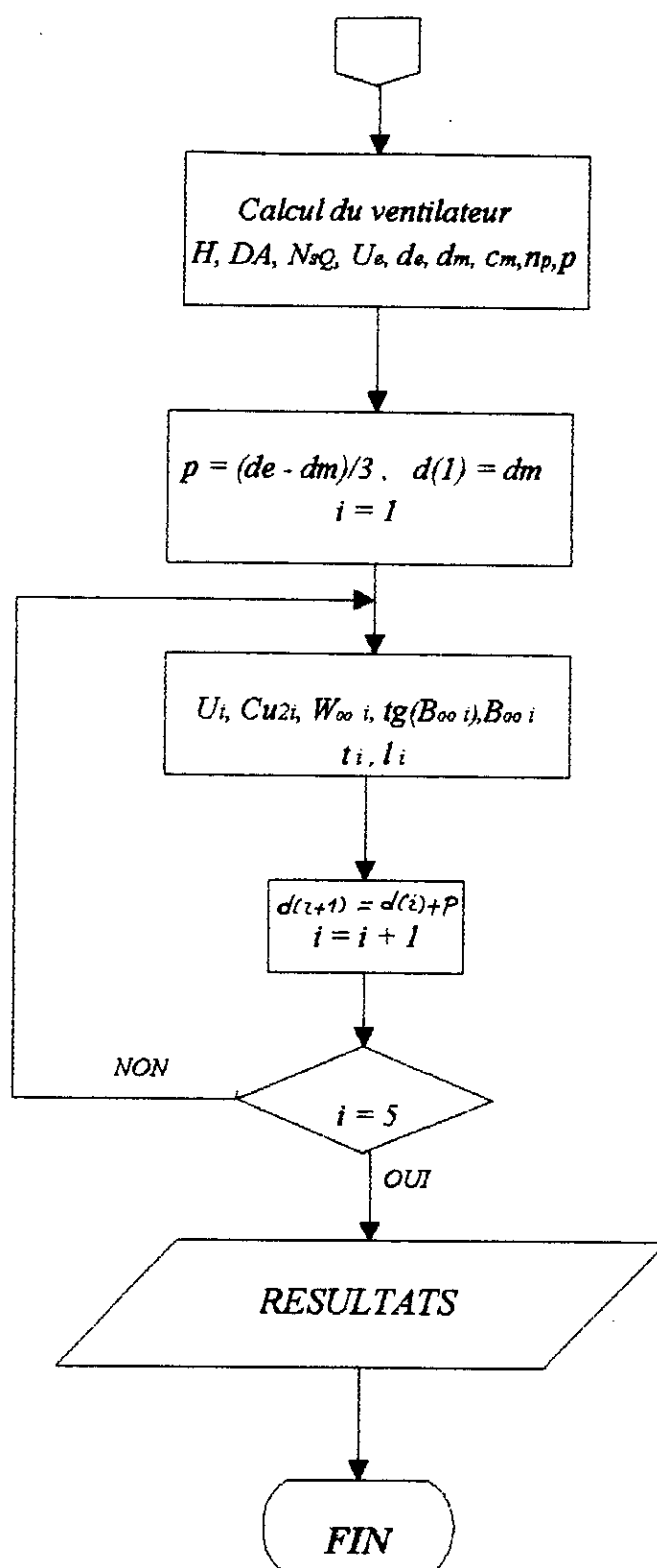
#### 4- dimensions du ventilateur

- auteur de charge :  $H$
- vitesse spécifique :  $ns$
- vitesse périphérique :  $U_e$
- diamètre extérieur :  $d_e$
- diamètre du moyeur :  $d_m$
- vitesse axiale :  $C_m$
- nombre de pales :  $n_p$
- pas de grille :  $t$
- longueur de corde :  $l$

#### C/- Resultats

- Affichage des résultats sur écran
- Stokage des résultats dans des fichiers





## CONCLUSION

Le programme informatique de dimensionnement du circuit de refroidissement, réalisé dans cette étude, permettra à la S.N.V.I :

- De disposer d'un outil de calcul fiable
- En fonction du matériau des ailettes utilisé (cuivre, laiton, acier ...) et la réalisation des jonctions tubes ailettes (brasures ou sertissage) de faire un meilleur choix et de réduire le coût de fabrication.

L'utilisation des tubes ronds est moins répandue actuellement, relativement aux tubes plats, ceci est dû essentiellement aux pertes de charges de l'air dans le faisceau qui sont plus importantes, donc une puissance absorbée par le ventilateur plus grande, et au faible rendement des ailettes dans le cas des tubes ronds.

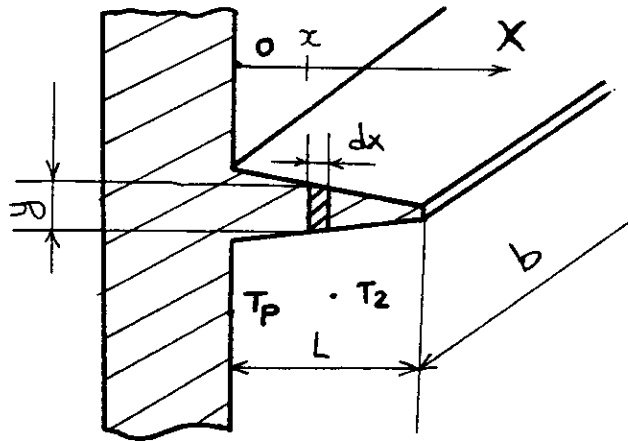
Enfin, nous pensons que l'objectif qu'on s'était fixé dans le cadre de ce projet, à savoir le dimensionnement du circuit de refroidissement (radiateur et ventilateur), a été atteint. Toutefois, comme suite à ce travail, nous proposons d'étudier l'influence du radiateur dimensionné sur les performances du moteur en hiver (basse température) et à une grande vitesse d'avance du véhicule.

## ANNEXE 1

### Forme de l'ailette dans les moteurs refroidis à l'air

L'ailette optimale est celle où les lignes de flux calorifique sont toutes parallèles à son axe : la température dans une section droite est alors constante, ainsi que le gradient de température  $\frac{dT}{dx}$ .

On se propose donc de rechercher la section d'ailette droite à adopter pour que le flux de chaleur ( $W/m^2$ ) qui traverse chaque section soit constant.



Ailette d'égal flux de chaleur

fig.1

En partant de l'équation différentielle fondamentale exprimant l'égalité entre les flux calorifiques à l'entrée et à la sortie de chaque élément de surface (fig.1) soit

- Le flux calorifique à l'entrée de l'élément de surface :

$$\dot{Q}_x = -\lambda(y.b) \left. \frac{dT}{dx} \right|_x \quad (1)$$

- le flux calorifique à la sortie de l'élément de surface :

$$\dot{Q}_{x+dx} = -\lambda(y.b) \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x+dx} \quad (2)$$

- Le flux calorifique dissipé par convection dans l'élément de surface :

$$\dot{Q}_C = h_2(2b \cdot dx)(T - T_2) \quad (3)$$

D'où

$$-\lambda(y.b) \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x+dx} = -\lambda(y.b) \left. \frac{dT}{dx} \right|_x + 2h_2 b(T - T_2) dx \quad (4)$$

$$\text{Sachant que } \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x+dx} = \frac{d^2T}{dx^2} + \left. \frac{dT}{dx} \right|_x \quad (5)$$

On obtient alors:

$$\lambda y b \frac{d^2T}{dx^2} = 2h_2 b(T - T_2) dx \quad (6)$$

D'où

$$(\lambda y) \frac{d^2T}{dx^2} = 2h_2(T - T_2) \quad (7)$$

En admettant que le flux de chaleur ( $w/m^2$ ) qui traverse chaque section, soit

constant, donc  $\frac{d^2T}{dx^2} = \text{cste}$ .

On aura :

$$T = C_1 x^2 + C_2 x + C_3 \quad (8)$$

$$\text{avec : } \frac{d^2T}{dx^2} = C_3$$

Soit:

$$y = \frac{2h_2}{\lambda C_3} (C_1 x^2 + C_2 x + C_3) \quad (9)$$



Relation qui peut encore être écrite sous la forme

$$y = k_1 x^2 + k_2 x + k_3 \quad (10)$$

Cette relation traduit clairement que le profil d'ailette répondant aux conditions cités au début du paragraphe est le profil de forme parabolique dont la courbure dépend de la valeur  $h_2$  et de  $\lambda$  du matériau.

Par ailleurs, un tel profil est difficilement réalisable et en pratique sa perméabilité calorifique n'excède que de 4% celle de l'ailette à profil triangulaire. D'autre part, celle-ci est plus efficace à la racine qu'à la pointe, il devient inutile de réaliser des ailettes de grande longueur. Pour des raisons de fabrication (simplification du moulage) la section d'ailette choisie sera alors trapézoïdale (fig.2)

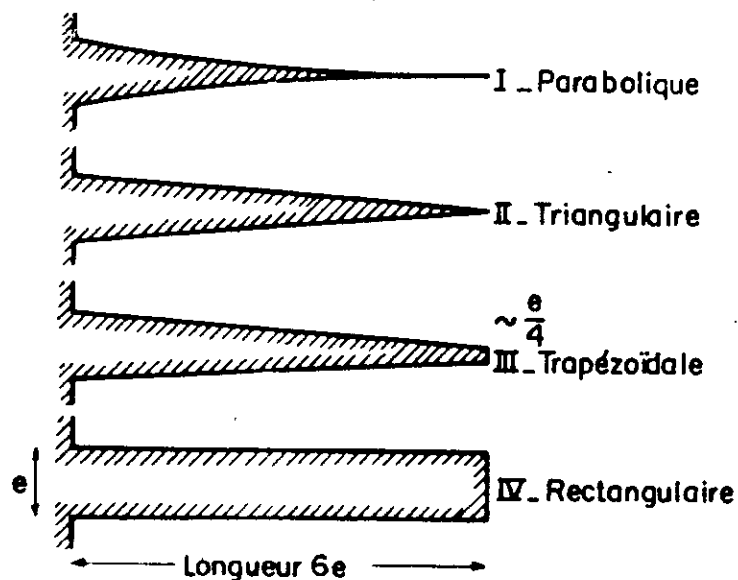


fig.2

## ANNEXE II

### Démonstration de l'expression de K.S.

Le liquide de refroidissement s'écoulant à l'intérieur des tubes du radiateur cède, par convection, la chaleur qu'il véhicule ( $\dot{Q}_{\text{eau}}$ ) aux parois des tubes. On écrit alors :

$$\dot{Q}_{\text{eau}} = \dot{Q}_{\text{ci}} = h_e \cdot S_t (\bar{T}_e - \bar{T}_p) \quad (1)$$

avec

$S_t$  section latérale des tubes

$\bar{T}_p$  température moyenne des parois des tubes.

Soient  $\dot{Q}_D$  et  $\dot{Q}_I$  les flux de chaleur évacués respectivement par les surfaces directes et indirectes du radiateur. En négligeant les pertes de chaleur par radiation, on peut écrire :

$$\dot{Q}_{\text{eau}} = \dot{Q}_D + \dot{Q}_I \quad (2)$$

avec :

$$\dot{Q}_D = h_a S_D (\bar{T}_p - \bar{T}_a) \quad (2a)$$

$$\text{et } \dot{Q}_I = h_a S_I (\bar{T}_{p_a} - \bar{T}_a) \quad (2b)$$

où  $\bar{T}_{p_a}$  Température moyenne des ailettes

Avant d'atteindre les surfaces indirectes, le flux thermique  $\dot{Q}_I$  traverse les jonctions entre tubes et bases d'aillettes. D'où la relation suivante :

$$\dot{Q}_I = \dot{Q}_j = \frac{S_j}{R_j} \Delta T_j \quad (3)$$

Avec

$S_j$  et  $R_j$  Sont respectivement surface et résistance thermique des jonctions.

$\Delta T_j = \bar{T}_p - \bar{T}_{p_{a0}}$  chute de température à travers les jonctions où  $\bar{T}_{p_{a0}}$  température moyenne de la base des ailettes.

soit  $\eta_a$  Le rendement des ailettes défini par :

$$\eta_a = \frac{\bar{T}_{p_a} - \bar{T}_a}{\bar{T}_{p_{a0}} - \bar{T}_a} \quad (4)$$

D'ou

$$(\bar{T}_{p_a} - \bar{T}_a) = \eta_a (\bar{T}_{p_{a0}} - \bar{T}_a)$$

Le flux de chaleur  $\dot{Q}_{eau}$  cédé par le radiateur à l'air refroidisseur est donné par la relation :

$$\dot{Q}_{eau} = KS(\bar{T}_e - \bar{T}_a) \quad (5)$$

avec  $K$  coefficient d'échange global

$S = S_I + S_D$  surface d'échange totale.

En égalisant les équations (1), (2) et (5)

et on introduisant les expressions (2a) (2b), et (4)

On obtient les relations suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\bar{T}_e - \bar{T}_a}{1/KS} = \frac{\bar{T}_e - \bar{T}_p}{1/h_e St} = \frac{\bar{T}_p - \bar{T}_a}{1/h_a S_D} + \frac{\bar{T}_p - \bar{T}_{p_{a0}}}{R_j/S_j} \end{array} \right. \quad (6)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\bar{T}_p - \bar{T}_{p_{a0}}}{R_j/S_j} = \frac{\bar{T}_{p_{a0}} - \bar{T}_a}{1/h_a \eta_a S_I} = \frac{\bar{T}_p - \bar{T}_a}{R_j/S_j + 1/h_a \eta_a S_I} \end{array} \right. \quad (7)$$

en remplaçant (7) dans (6) on aura :

$$\frac{\bar{T}_e - \bar{T}_a}{1/KS} = \frac{\bar{T}_e - \bar{T}_p}{1/h_e St} = \frac{\bar{T}_p - \bar{T}_a}{1/h_a S_D} + \frac{\bar{T}_p - \bar{T}_a}{R_j/S_j + 1/h_a \eta_a S_I} \quad (8)$$

d'ou

$$\frac{\bar{T}_e - \bar{T}_p}{1/h_e St} = (\bar{T}_p - \bar{T}_a) \left[ \frac{1}{h_a S_D} + \frac{1}{R_j/S_j + 1/h_a \eta_a S_I} \right]$$

$$\frac{\bar{T}_e - \bar{T}_p}{1/h_e St} = (\bar{T}_p - \bar{T}_a) \left[ \frac{1}{h_a S_D} + \frac{h_a \eta_a S_I S_j}{\eta_a h_a R_j S_I + S_j} \right]$$

$$\frac{\bar{T}_e - \bar{T}_p}{1/h_e St} = \frac{1}{h_a \left[ S_D + \frac{\eta_a S_I S_j}{S_j + h_a \eta_a R_j S_I} \right]} \quad (9)$$

on obtient finalement :

$$\frac{\bar{T}_e - \bar{T}_a}{1/KS} = \frac{1}{h_e St} + \frac{1}{h_a \left[ S_D + \frac{\eta_a S_I S_j}{S_j + h_a \eta_a R_j S_I} \right]} \quad (10)$$

sachant que :  $S_t = S_D + S_j$  et en comparant les deux membres de l'équation

$$\frac{1}{KS} = \frac{1}{h_e (S_D + S_j)} + \frac{1}{h_a \left[ S_D + \eta_a \frac{S_I S_j}{S_j + \eta_a R_j h_a S_I} \right]} \quad (11)$$

## BIBLIOGRAPHIE

[1] - R.BRUN

Science et technique du moteur

Diesel industriel et de transport tome 3

[2] - R.MARCHAL

Moteur d'avion

[3] - FREDERICK C.NASH

Technologie automobile

[4] - ORVILLE L.ADAMS

Traité élémentaire du moteur diesel

[5] - DESBOIS

L'automobile technologie professionnelle générale t3

[6] - MARCEL MENARDON

Le moteur à explosion

[7] - Technique de l'ingénieur

- refroidissement des moteurs à combustion interne B2836

- rappels et compléments sur le calcul des échangeurs B2831

[8] - D.THOMAS

Contribution à l'établissement des bilans thermo-énergétiques des machines thermiques, par analyse des gaz thèse de doctorat, université Paris VI

1984.

[9] - M.THELLIER

Analyse énergétique des cycles des moteurs à combustion interne au moyen  
d'un cycle théorique associé  
entropie n°148 1989

[10] - MC ADAMS

Transmission de la chaleur

[11] - GREGORIE

Echangeur de chaleur

[12] - KREITH

Transmission de la chaleur

[13] - R.MARCHAL

Transmission de la chaleur par convection dans les tubes

[14] - CH BORY

Les échangeurs de chaleur par convection

[15] - ADAM T.TROSKO LANSKI

Les turbo pompes théorie, tracé et construction

[16] - A.DE KOVATS

Pompes, ventilateurs compresseurs centrifuges et axiaux

[17]- ANDRE L .JAUMOTTE

[18] - N et S.TAIBI

Pratique du FORTRAN 77