



Université Mohamed Kheider de Biskra
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Mécanique

MÉMOIRE DE MASTER

Domaine : Sciences et Techniques

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique Mécanique

Réf. : Entrez la référence du document

Présenté et soutenu par :
DEBABECH Oussama

Le : jeudi 24 juin 2021

Etude thermique des éléments de refroidissement d'un moteur diesel 1.6 HDI

Jury :

Dr. CHAABANE Fouad	MCB	Université de Biskra	Président
Mr. BENARFAOUI Arfaoui	MAA	Université de Biskra	Rapporteur
Dr. BAGAR Abdelhakim	MCB	Université de Biskra	Examineur

Année universitaire : 2020 - 2021



Remerciements

Au terme de ce travail, nous tenons à exprimer nos vifs remerciements à :

Notre promoteur Mr. :Ben Arfoui Arfoui pour l'aide très précieuse, et sa contribution à l'accomplissement de ce travail dans les meilleures conditions, avec notre gratitude et respect.

Nos remerciements vont également à tous ceux qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

En fin, aux membres de jury qui nous font l'honneur d'examiner notre modeste travail.



Je dédie ce travail à ...



Je dédie ce modeste travail comme fruit de toutes mes études :

-A ma très chère mère et mon très cher père, qui ont passé des nuits longues pour mon bonheur et qui se sont fatigués pour mon repos, qui m'ont encouragé à aller au bout de mes objectifs et qui m'ont accompagné durant toutes mes années d'études, et dans les moments difficiles, qui ont prié pour mon succès et mon bonheur. Jamais je ne pourrai vous remercies suffisamment pour tout ce que vous avez fait pour moi.....Que dieu le tout puissant vous préserve, vous donne la santé, le bonheur et une longue vie.

*-A mon chère père Slimane mes frères , Yousef, mounssef.
Ce travail soit le témoignage de ma plus profonde affection et de ma reconnaissance.*

-A ma grand-mère très chère à mes yeux,

-A mes confrères et consœurs,

-A tous mes amis, avec lesquels j'ai passé d'agréable moment tout au long de mon cursus particulièrement Tarek , Fares , Ahmed , Othmane, et son oublie mon amie m'hamed .

Nomenclature :

Symboles	Définitions	Unités
Na	Nombre d'ailettes	/
Nt	Nombre totale des tubes	/
Ntr	Nombre de tube par range	/
Nr	Nombre de ranges	/
L	La longueur de l'échangeur	(m)
X	La largeur de l'échangeur	(m)
H	La Hauteur de l'échangeur	(m)
X	La largeur du tube	(m)
Y	L'épaisseur du tube	(m)
p (minuscule)	Le pas entre ailettes	(m)
J	Distance entre axes des tubes suivant la hauteur	(m)
l	Distance entre axes des tubes suivant la largeur	(m)
	Flux de chaleur	[W]
H	Coefficient d'échange de chaleur	(w/m ² .K)
K	Coefficient d'échange global	(w/m ² .K ⁻¹)
D	Diamètre	(m)
E	Epaisseur d'une ailette	(m)
P (majuscule)	périmètre mouiller parle fluide	
Rcc	Resistance d'encrassement du fluide chaud	[m ² .K/W]
Rcf	Resistance d'encrassement du fluide froid	[m ² .K/W]
Tce	Températures d'eau a l'entrée	(C°)
Tcs	Températures d'eau à la sortie	(C°)
Tfe	Températures d'air a l'entrée	(C°)
Tfs	Températures d'air a la sortie	(C°)
Tm	Température moyenne	(C°)
Tp	Température de la paroi	(C°)
T∞	Température loin de la paroi	(C°)
Tf	Température de référence	(C°)
Di	Diamètre intérieur des tubes	(m)
De	Diamètre extérieur des tubes	(m)
Dh	Section de passage de fluide primaire (eau)	(m)
Dh'	Section de passage de fluide secondaire (air)	(m)
^v T	Volume totale de l'échangeur.	(m ³)
V _l	Volume libre laissé a l'écoulement du fluide secondaire	(m ³)
V _{tub}	Volume occupé par les tubes	(m ³)
V _{ail}	Volume occupé par les ailettes	(m ³)
^S Frot	Surface de frottement	(m ²)
Se	La surface d'échange de chaleur	(m ²)
V _{mR}	vitesse maximale de l'air dans l'échangeur	m/s
\dot{m} A	Débit massique de l'air	(KG/S)
\dot{m}	Débit massique de l'eau	(KG/S)

Cpa	la chaleur spécifique de l'air	(J/KG.K)
Cpe	la chaleur spécifique de l'eau	(J/KG.K)
Si	surface totale d'échange interne	(m ²)
Sai	surface totale des ailettes	(m ²)
H	l'efficacité de l'ailette	%
η_G	l'efficacité globale de l'échangeur	%
<i>Symboles Grecs</i>	Définitions	Unités
μ_a	Viscosité dynamique	[kg/m.s]
	Viscosité cinématique	[m ² /s]
Cp	Chaleur spécifique a pression constante	[J /kg.K]
λ	Conductivité thermique	[W /m.K]
E	L'efficacité du l'échangeur	%

Indices	Définition
e	Relatifs à épaisseur, eau, entrée
S	Sortie, surface, second.
ae	Air à l'entrée
as	Air à la sortie
ee	Eau à l'entrée
es	Eau à la sortie
I	Intérieur
fe	fluide froid à l'entrée
fs	Fluide froid à la sortie
ce	Fluide chaud à l'entrée
cs	Fluide chaude à la sortie
ai	Ailette
net	Nette
T	Totale

Nombres adimensionnels		
Re	Nombre de Reynolds	/
Pr	Nombre de Prandtl	/
Nu	Nombre de Nusselt	/
Ψ	Rapport du nombre d'ailette au nombre totale d'ailettes	/
<i>Abréviations</i>	<i>Définitions</i>	<i>/</i>
DTLM	Différence Moyenne Logarithmique de Température	/
NUT	Nombre D'Unité de Transfert	/

SOMMAIRE

Introduction générale	1
Chapitre I : Composants du moteur à combustion interne type diesel	
1 Introduction	2
2 Historique et caractéristique des moteurs diesel	2
3 Définition de moteur diesel	3
4 Emplacement et rôle	3
5 Éléments constituant du moteur diesel	3
5-1 Les parties fixes	3
a) Le bloc-cylindres	3
b) La chemise de cylindre	4
c) La culasse	5
d) Le carter d'huile	5
5-2 Les parties mobiles	6
a) Le piston	6
b) La bielle	6
c) Le vilebrequin	7
d) L'arbre à came	8
e) Les soupapes	8
f) Le volant moteur	9
g) Le culbuteur	9
h) La chaîne de distribution	10
5-3 Les organes annexes	11
6 Système de graissage	11

6-1 Principe de la lubrification	11
a) Par pression.....	11
b) Par barbotage.....	11
c) Par gravité.	11
7 Avantages et inconvénients du moteur diesel	12
a) Avantages.....	12
b) Inconvénients.	13
8 Conclusion	13

Chapitre II : Eléments du système de refroidissement

1 Introduction	14
2 Le rôle du système de refroidissement	14
3 Les différents types de système de refroidissement	14
3-1 Le refroidissement par air	15
a) Avantage	15
b) Inconvénients.....	16
3-2 Le refroidissement par l'huile	16
a) Avantage	16
b) Inconvénients.....	16
3-3 Le refroidissement par eau	16
a) La circulation du liquide de refroidissement.....	16
b) Les composantes du circuit de refroidissement.....	17
* Le thermostat	18
* Vase d'expansion	20
* Bouchon avec clapet taré à une certaine pression	20
* Aérotherme (Le radiateur de chauffage)	21
* La pompe à eau	22

*Le radiateur	23
*La jauge de température.....	24
* Le liquide de refroidissement.....	24
* Les durites du radiateur	25
* Le ventilateur	25
c) Avantages et inconvénients	25
4 Signe d'ennuis au circuit de refroidissement	26
5 Diagnostique, réparation et entretien.....	26
5-1 Le circuit de refroidissement par air.....	26
5-2 Le circuit de refroidissement par eau+air	27
a-Rinçage du système de refroidissement	27
b- Entretien du radiateur	27
c-Contrôle du liquide de refroidissement.....	28
d-Contrôle du bouchon du radiateur ou du vase d'expansion.....	28
e-Contrôle de la courroie du ventilateur	29
f-Contrôle des durites.....	29
g-Contrôle des éléments de sécurité	29
6 conséquences d'un mauvais et d'un excès refroidissement	30
a-quelles sont les conséquences d'un mauvais refroidissement.....	30
b-quelles sont les conséquences d'un excès de refroidissement.....	30
6 Conclusion.....	30
 Chapitre III : Calcul thermique d'un radiateur	
1 Introduction.....	31
2 Définition d'un d'échangeur de chaleur.....	31

3 Les différents types d'échange	31
a) Echange sans changement de phase	31
b) Echange avec changement de phase	31
4 Classification des échangeurs	32
5 Méthode de calcul	33
a) Méthode de DTLM	33
b) Méthode de NUT	33
6 Le calcul thermique	34
6-1 L'efficacité et le nombre d'unité de transfert NUT	34
a) Flux de chaleur maximum	34
b) Efficacités de l'échangeur de chaleur	35
c) Abaque des différents méthodes de calcul	36
6-2 Calcul le coefficient d'échange de chaleur	40
a) Calcul le coefficient d'échange globale K	40
b) Calcul le coefficient de transfert de chaleur interne coté eau h_i	42
c) Calcul le coefficient de transfert de chaleur externe coté air h_e	43
d) Calcul les températures de sorties de l'air et de l'eau	44
7 La modélisation d'un échangeur a courant croisé	44
7-1 Modèle de l'changeur	44
7-2 Configuration de l'écoulement étudié	45
7-3 Algorithme de calcul avec la méthode DTLM	45
7-4 Caractéristique de notre échangeur	46
a) Données de constructeur	46

b) Propriétés thermo physiques des fluides	47
* Propriétés thermo physiques de l'eau	47
* Propriétés thermo physiques de l'aire	48
c) Evaluation des coefficients d'échange	48
* Evaluation des coefficients d'échange convective interne (h_i) du coté eau	48
* Evaluation des coefficients d'échange convective externe (h_e) du coté air	49
* Evaluation des coefficients d'échange globale K	51
8 Efficacité globale d'ailettes continues constituant un échangeur compact	52
8-1 Effet de bord et condition de contour	53
8-2 Analyse de contour	54
8-3 correctifs tenant compte de la déformation des isothermes sur les bords (effet de contour)	55
9 La méthode de NUT	56
*Le facteur de déséquilibre R	56
*Calcul le nombre d'unités transfère.....	56
*Calcul l'efficacité de l'échangeur	56
*Calcul de la puissance	56
Avec la méthode de DTLM	57
*Calcul La différence logarithmique moyenne des températures DTLM.....	57
*Le Calcul l'efficacité de l'échangeur avec la méthode de DTLM.....	57
*Calcul de la puissance avec la méthode de DTLM	57
10 La puissance maximale	57
11 calculs les températures de sortie des deux fluides	57

12 l'organigramme de calcul	58
13 interprétation des graphes	60
a) influence de débit d'eau sur la température de sortie eau et air	60
b) influence de débit d'air sur la température de sortie eau et air	61
c) influence de la température entrée air sur la température de sortie eau et air	62
14 Conclusion.....	63
Conclusion générale	64

Annexe

Référence Bibliographique

SOMMAIRE DES FIGURES

Chapitre I : Etude d'un moteur à combustion interne type diesel

Figure I.1 : Emplacement d'un moteur diesel.....	3
Figure I.2 : Bloc moteur	3
Figure I.3 : chemise de cylindre.....	4
Figure I.4 : la culasse	5
Figure I.5 : carter d'huile	5
Figure I.6 : le Piston	6
Figure I.7 : la Bielle.....	6
Figure I.8 : le Vilebrequin	7
Figure I.9: Arbre à cames.....	8
Figure I.10 : les soupapes.....	8
Figure I.11 : le volant moteur	9
Figure I.12 : le culbuteur.....	9
Figure I.13 : la chaine de distribution.....	10
Figure I.14 : l'emplacement des organes mobiles dans un MCI	10
Figure I.15 : schéma des différentes parties lubrifiantes	12

Chapitre II : Le système de refroidissement

Figure II.1 : Moteur Porsche type 911 à refroidissement par air.....	15
Figure II.2 : Circuit du liquide de refroidissement avec dégazage par vase d'expansion.....	17
Figure II.3 : Le thermostat	18
Figure II .4 : représente l'ouverture et la fermeture de thermostat	19
Figure II.5 : vase d'expansion	20
Figure II. 6: représente l'ouverture et fermeture de La soupape du vase d'expansion	20
Figure II.7 : Aérotherme.....	21

Figure II.8 : schéma de composant de la pompe à eau.....	22
Figure II.9 : la pompe eau.....	23
Figure II.10 : le radiateur	23
Figure II.11 : le ventilateur.....	25

Chapitre III : Calcul thermique d'un radiateur

Figure III.1 : Profils de température dans un échangeur à contre-courant en fonction des valeurs prises par les débits de capacité thermique	35
Figure III .2 : Efficacités de quelque échangeur.....	36
Figure III.3 : Echangeur à courants croisés - 2 fluides non brassés.....	37
Figure III.4 : Echangeur à courants croisés - 1 fluide brassé et 1 fluide non brassé.....	38
Figure III.5 : Efficacités de l'échangeur à courant croisé avec un fluide brassé	39
Figure III.6: Efficacités de l'échangeur à courant croisé avec un fluide non brassé	39
Figure III.7 : l'encrassement dans un échangeur.....	40
Figure III.8 : Valeurs usuelles de résistances d'encrassement	41
Figure III.9 : Schéma descriptif d'un échangeur a courant croisée	44
Figure III.10 : Schéma représentatif d'un échangeur a courant croisée	45
Figure III.11 :Algorithme de calcule avec la méthode de DTLM.....	46
Figure III.12 : Schéma représentatif efficacité des ailettes transversales circulaires a une ailette continue lisse sans effet de bord.....	53
Figure III.13: répartition réelle des isothermes dans une ailette continue placée sur des tubes aligne.....	54
Figure III.14 : Tableau de Rapport ψ en fonction du « Nr »	55
Figure III.15 : Tableau représente le correctif c en fonction de pas « p »	56
Figure III.16 : Algorithme de calcule	59

Figure III.17 : Evolution des températures de sorties d'eau et d'air en fonction de débit d'air ... 60

Figure III.18 : Evolution des températures de sortie d'eau et d'air en fonction de la température entrée eau 61

Figure III.19 : Evolution des températures de sortie d'eau et d'air en fonction de la température entrée air 62

Introduction générale

Le moteur diesel à combustion interne est considéré comme l'un des moteurs les plus efficaces. Il se caractérise par une bonne rigidité et de bonnes performances. De ce fait il dégage une forte quantité de chaleur pour éviter la surchauffe et le fondement des pièces, c'est pourquoi il faut lui munir d'un système de refroidissement bien étudié pour maintenir le moteur à une température de fonctionnement convenable pour les pièces mécanique du moteur tout en évitant de trop le refroidir.

La température élevée du moteur à la combustion interne provoque la destruction de ses composants et donc l'endommagement du moteur (coulé du moteur).

Pour cela, les spécialistes ont utilisé ce système, qui contrôle la température du moteur par plusieurs éléments (chemises d'eau, radiateur, ventilateur, thermostat, pompe à eau, vase d'expansion, radiateur de chauffage). L'une des pièces importantes de ce système est le radiateur, c'est l'élément de notre étude. Cette dernière se protège sur une étude numérique de la convection thermique qui se produit au niveau du radiateur.

Un transfert thermique, appelé plus communément chaleur est, avec le travail, l'un des modes d'échange d'énergie interne entre deux systèmes.

On distingue trois types de transfert thermique qui sont (conduction, convection et rayonnement). Notre travail penche vers la simulation numérique de l'écoulement et du transfert de chaleur réalisé à partir des équations de transfert.

. L'objectif de ce travail est de présenter les résultats concernant le refroidissement du moteur par un circuit de refroidissement par eau. L'étude de ce phénomène est caractérisée par les paramètres géométriques du radiateur, ainsi que la vitesse moyenne d'eau et le débit d'eau. L'étude proposée, montrera l'impact de l'écoulement, les transferts thermiques et l'évolution de la température durant le refroidissement du moteur

1. Introduction :

Le moteur Diesel à combustion interne est un type de moteur alternatif qui transforme l'énergie thermique produite par la calcination totale de carburant Diesel en énergie mécanique.

Ce type de moteur est utilisé pour le but de créer, une force de poussée qui autorise le déplacement du véhicule.

L'importance de l'utilisation de ce type de moteur a poussé les chercheurs à faire des progrès technologiques pour des raisons économiques et environnementales, comme l'augmentation de rendement avec une préservation des ressources en matière première et réduire le risque de pollution environnementale.

L'objectif de ce chapitre est de présenter des connaissances générales sur la motorisation Diesel en particulier.

2. Historique et caractéristique des moteurs diesel : [1]

Le moteur diesel, doit son nom à l'ingénieur RUDOLF DIESEL, qui l'a inventé. Les moteurs diesel furent adoptés presque exclusivement pour des installations fixes.

Après quelques essais sporadiques sur des embarquements fluviaux, la véritable utilisation commerciale débuta en 1911 pour s'étendre ensuite aux véhicules terrestres et en application routière : autobus, camion, voiture et automobiles.

Le moteur diesel est un moteur alternatif à combustion interne dans lequel l'allumage du mélange s'effectue par simple compression.

Les diesels sont appelés moteurs à auto allumage (par opposition aux moteurs à essence, appelés moteurs à allumage commandé) dans un premier temps l'air passe à une pression très élevée, s'échauffe lorsque la température dans la chambre de combustion est suffisante, le combustible est injecté en fine particule qui s'enflamme spontanément au contact de l'air.

Les moteurs diesels qui ont un rendement thermique plus élevé que les moteurs à essence, sont préférés pour les unités de forte puissance (plus de 3000 ch.) c'est pourquoi ils ont été utilisés pour la propulsion des navires dans ce cas il s'agit de moteurs à simple effet. Fonctionnent selon le cycle à deux temps de régime très lent (120 à 180 tr/min), ils développent des puissances allant jusqu'à (45000 ch) sont capables de brûler dans de bonnes conditions Par rapport au groupe à essence. Ces gros moteurs permettent une réduction d'un tiers de la consommation de tout temps les diesels furent destinés aux véhicules industriels à cause de leur

fiabilité, l'inconvénient caractéristique du poids et de l'encombrement retarde de long temps l'application de ces moteurs dans les automobile.

3. Définition de moteur diesel :

Un moteur Diesel est un type de moteur à combustion interne qui n'est pas équipé de bougies d'allumage, mais de bougies de préchauffage et dont le fonctionnement est assuré par une inflammation spontanée d'un carburant diesel .

4. Emplacement et rôle (Figure 1) : [3]

Situé dans un compartiment aménagé généralement à l'avant pour les véhicules de transport de marchandises et à l'arrière pour les véhicules de transport en commun. Son rôle est d'assurer la propulsion du véhicule par transformation d'une énergie calorifique due à la combustion en énergie mécanique.

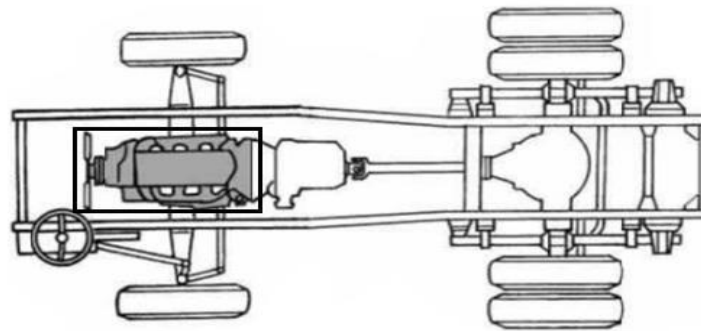


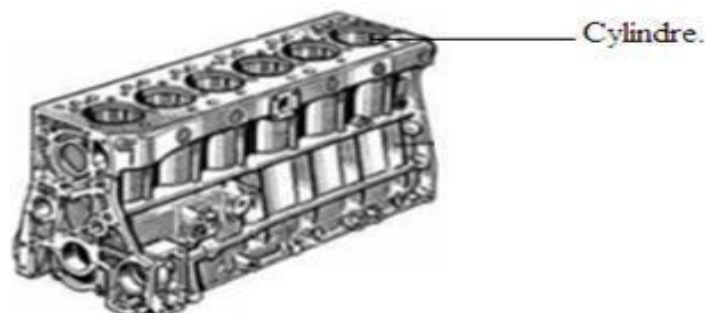
Figure I-1: Emplacement du moteur.

5. Éléments constitutants du moteur diesel :

Dans un moteur à combustion interne on peut distinguer les organes fixes, mobiles et organes qu'on peut appeler organes annexes. [4]

5.1. Les parties fixes :

a) Le bloc-cylindres : [3]



FigureI-2: Bloc moteur.

C'est la partie inférieure du moteur, il comporte les organes de distributions, Le bloc est en fonte ou en alliage d'aluminium moulé. Il constitue le bâti du moteur et dont la partie intérieure est usinée pour former les cylindres, ou les logements de chemises s'il s'agit d'un moteur à chemises rapportées. L'eau de refroidissement circule librement à l'intérieur du carter-moteur.

Sa partie supérieure est dressée pour former plan de joint : la culasse vient, en effet, s'appuyer sur le plan de joint supérieur pour coiffer les cylindres.

Le bloc-cylindres est soumis à des contraintes élevées dues aux efforts mécaniques et thermiques. Ses différentes fonctions sont les suivants :

- Résister à la pression des gaz de la combustion qui tendent à le dilater et pousser sur la culasse.
- Guider le piston, d'où la nécessité de réduire le frottement et d'augmenter la résistance à l'usure.

- Contenir le liquide de refroidissement tout en résistant à la corrosion.

En vue de réduire l'usure des parois de cylindres, il est souvent fait appel à des Chemises particulièrement résistantes, placées dans les alésages des cylindres.

b) La chemise de cylindre :



Figure I.3 : chemise de cylindre.

La chemise est une fut cylindrique dans lequel coulisser le piston, elle peut être rapportée ou alésée directement dans le bloc, et ce pour plusieurs raisons tels que le type de combustible utilisé et la puissance du moteur.

La chemise peut être en fonte phosphoreuse (entre 0.25 et 0.60% de phosphore) à structure perlitique, en acier Nickel Chrome auquel on additionne des traces de molybdène et on fait subir un durcissement superficiel par nitruration ou en alliage d'aluminium.

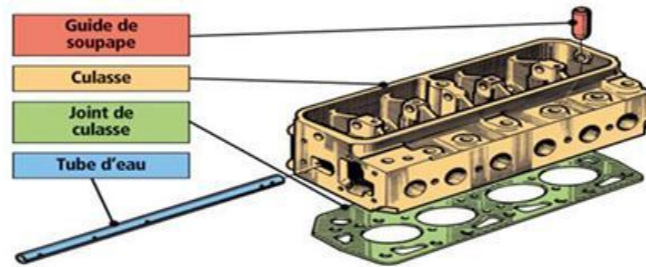
c) La culasse : [3]

Figure I-4: Culasse

Le rôle de la culasse est d'assurer la fermeture des cylindres dans leur partie supérieure, constituant ainsi la chambre de combustion.

Elle permet :

- L'arrivée et l'évacuation des gaz.
- La mise en position des éléments de la distribution et d'une partie de l'allumage.
- L'évacuation rapide de la chaleur, au point le plus chaud situé dans la chambre de combustion.
- Elle peut être en fonte GS, mais plus généralement en alliage d'aluminium (AS5U3G)

d) Le carter d'huile (Figure I-5) : [3]

C'est une enveloppe métallique rigide, étanche, résistante et légère.

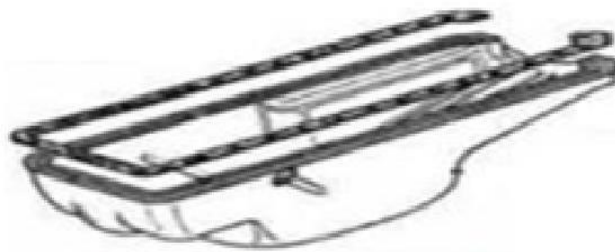


Figure I-5: Carter d'huile

5.2. Les parties mobiles : [3]

a) : Le piston :

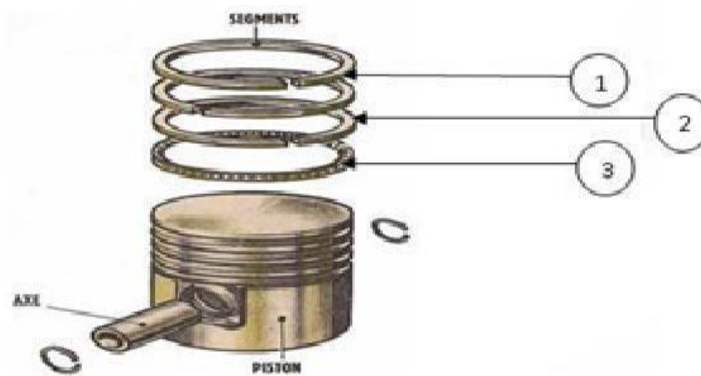


Figure I- 6: Piston

1-Segments de feux

2-Segments intermédiaires.

3-Segments racler d'huile

Pièce cylindrique mobile, servent à comprimer les gaz en vue d'une explosion, et qui après l'explosion transforme une énergie thermique en énergie mécanique. Outre ces deux rôles primordiaux, le piston à d'autres rôles aussi importants pour le bon fonctionnement du moteur :

1-aspirer le mélange de gaz dans la chambre de combustion lors de sa descente et expulser les gaz brulés lors de sa remontée.

2-évacuer la chaleur crée par les explosions répétées.

3-assurer l'étanchéité entre la chambre de combustion et le carter du vilebrequin rempli d'huile.

4-résister à la très forte chaleur et aux contraintes mécaniques.

5-Et enfin, être le plus léger possible pour diminuer les masses en mouvement

b) La bielle :

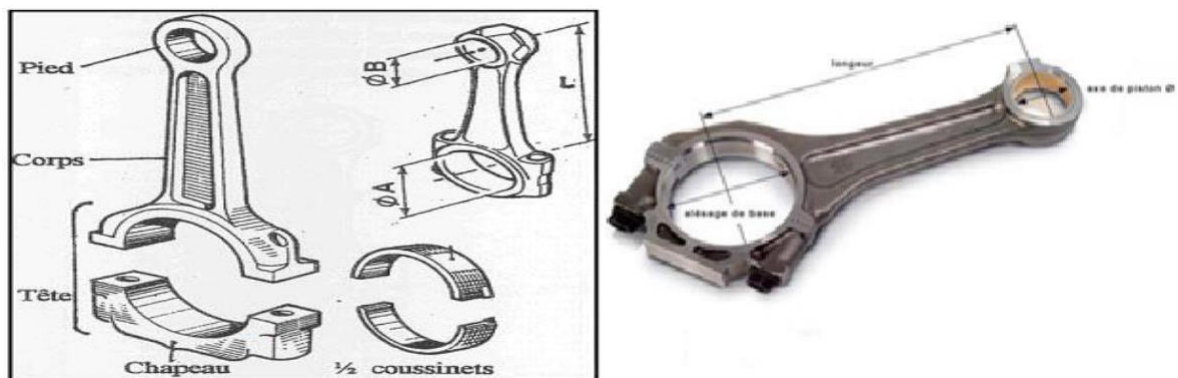


Figure I.7: la bielle.

La bielle est un organe qui permet la liaison entre le piston et le vilebrequin et a pour rôle de transmettre le mouvement rectiligne alternatif du piston en mouvement circulaire du vilebrequin.

La bielle est constituée de deux parties :

*Le pied de bielle est muni d'une bague antifriction dans laquelle bouge librement.

*La tête de bielle a pour plan d'assemblage avec le chapeau oblique ou droit cranté.

c) Le vilebrequin :

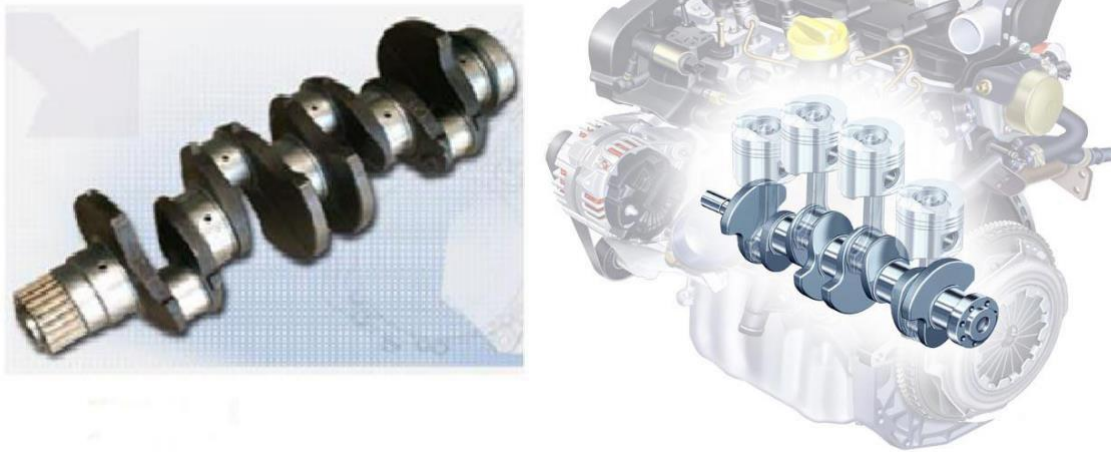


Figure I.8 : le Vilebrequin.

Le vilebrequin donne le mouvement rotatif nécessaire au moteur. Il est relié à la bielle (qui est elle-même reliée au piston) qui lui transmet un mouvement alternatif.

C'est donc le vilebrequin qui va entraîner tous les éléments du moteur qui ont besoin d'un mouvement rotatif comme :

- la transmission primaire (chaîne de distribution ou cascade de pignon ou courroie, arbre à cames...)
- les pompes (à eau ; à huile)
- l'alternateur
- éventuellement les contre-arbres d'équilibrage.

d) L'arbre à came :



Figure I-9: Arbre à cames.

La commande de soupapes et les injecteurs, s'effectue à l'aide de cames tournante d'un mouvement uniforme, les cames nécessaires à la distribution dans un moteur sont d'un arbre appelé " arbre à came ".

e) Les soupapes :

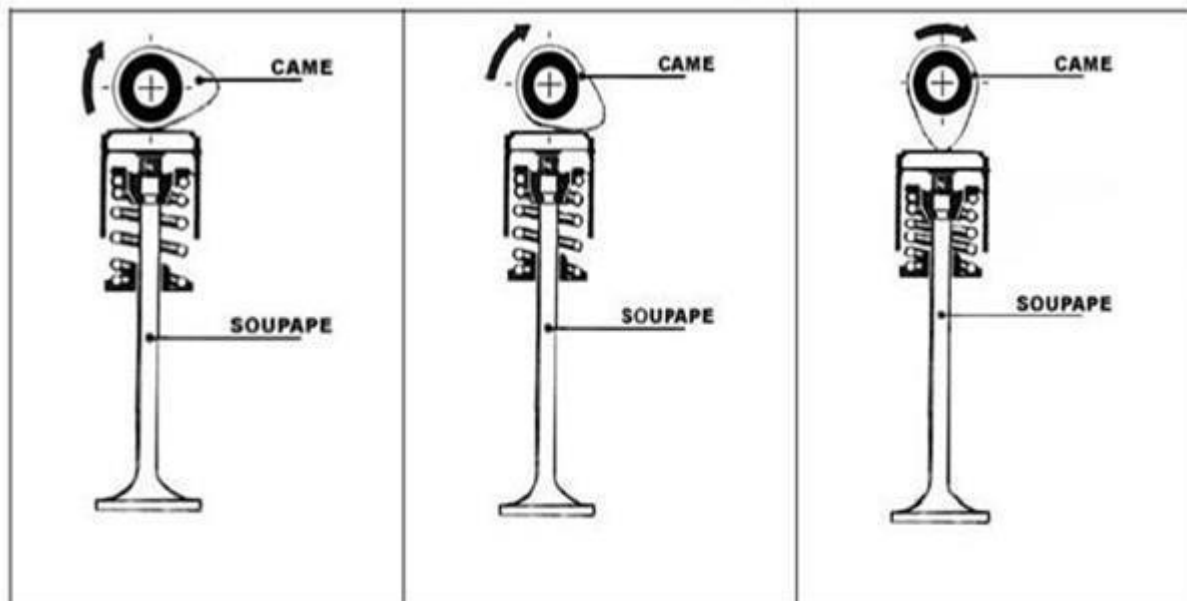


Figure I.10 : les soupapes.

Chaque cylindre comporte une soupape d'admission et une soupape d'échappement, outre l'obturateur proprement dit où tête de soupape, une tige de commande appelée queue de soupape, un poussoir agit sur la queue ou sur la tige du culbuteur pour réaliser l'ouverture.

La fermeture s'effectue sous l'action d'un ressort de rappel, comprimé lors de l'ouverture, le ressort permet ainsi au poussoir d'être en contact permanent avec la came. La levée de soupape est à accélération constant, ce qui régularise les forces d'inertie de la soupape, la tension du ressort est supérieur au produit de l'accélération par la masse des pièces en mouvement.

f) Le volant moteur : [3]

Sous forme d'un pignon fixé à l'extrémité du vilebrequin. Il intensifie le couple moteur grâce à son inertie. Lors du temps moteur il emmagasine l'énergie cinétique qu'il utilisera pendant le temps résistant.

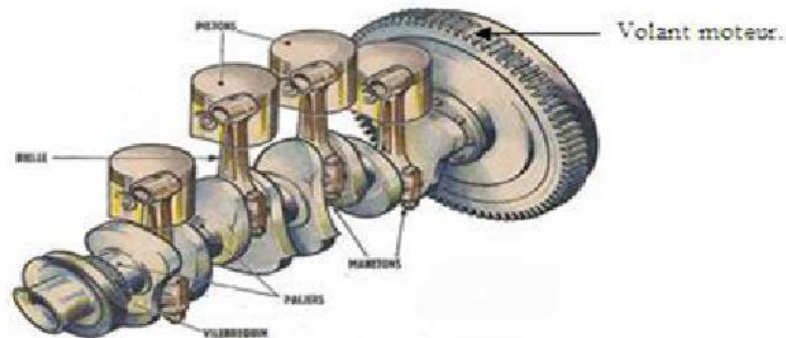


Figure I.11 : le volant moteur.

g) Le culbuteur :

Pour assurer le fonctionnement des soupapes, le culbuteur agit d'une manière oscillatoire. Ce mouvement commandé par l'arbre à came permet l'ouverture et la fermeture des soupapes qui induit l'admission et l'échappement des gaz.

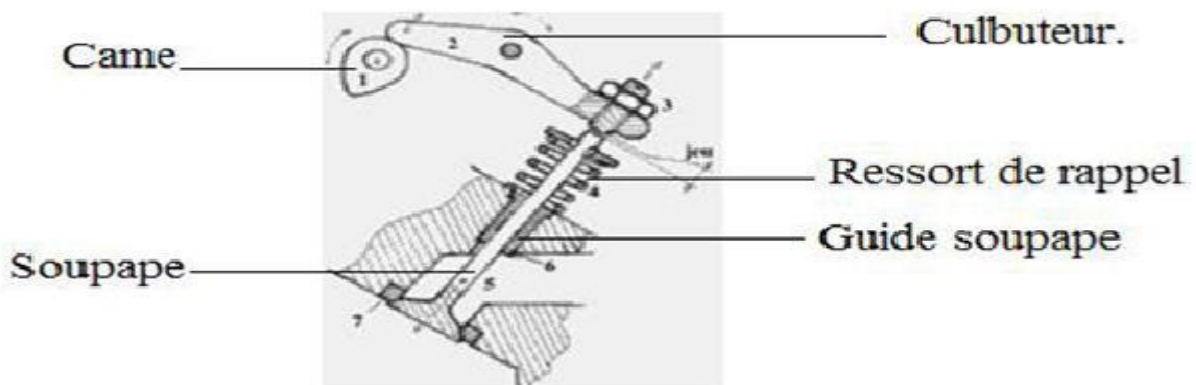


Figure I.12 : le culbuteur.

h) La chaine de distribution : [3]

Le mouvement du pignon du volant moteur est transmis au pignon de l'arbre à cames et à d'autres pignons par une chaine de distribution.

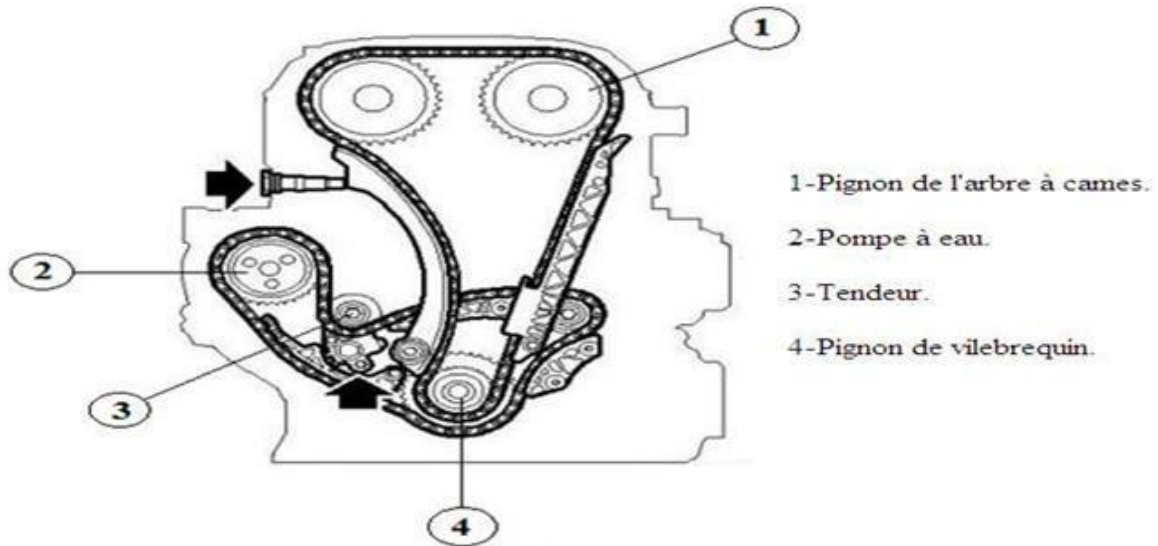


Figure I.13 : la chaine de distribution.

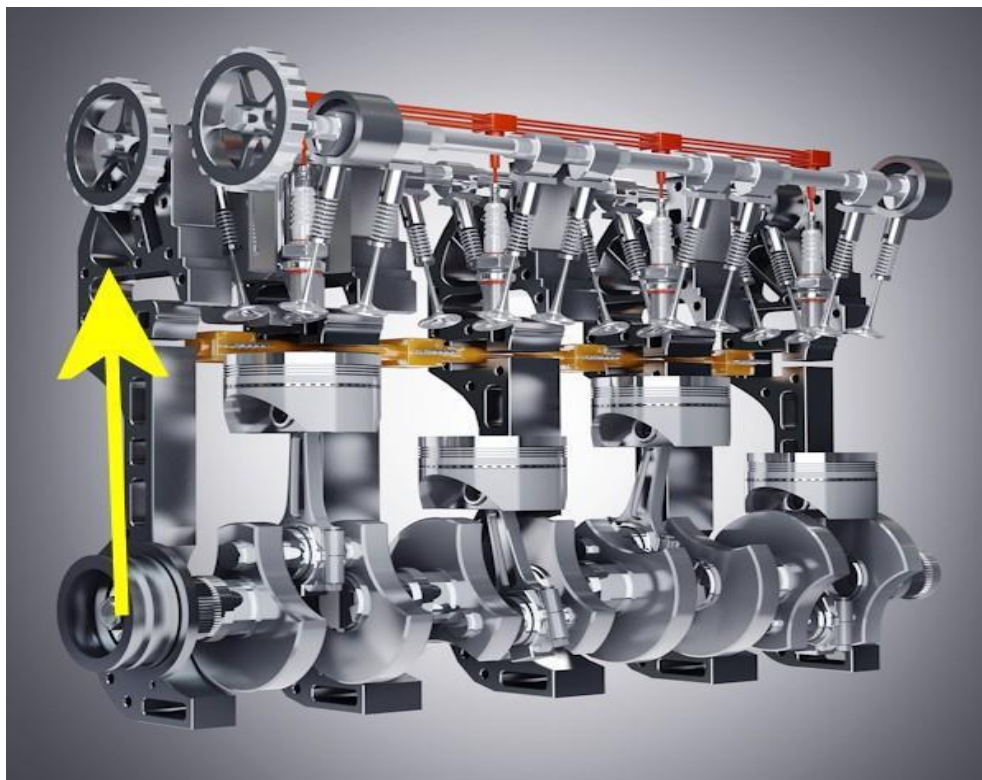


Figure I.14 : représente l'emplacement des organes mobile dans un MCI

5.3. Les organes annexes :

Ils constituent de :

Pipe d'admission : dirige l'air vers les cylindres.

Système d'alimentation : pompes et canalisation.

Système d'injection qu'il contient :

*Pompe d'injection : dose le combustible nécessaire au fonctionnement du moteur diesel.

*Les injecteurs : injectent et pulvérisent le combustible.

6. Système de graissage :

Assure avec sous pression le graissage des pièces qui sont en mouvement par l'huile spéciale destinée aux organes à lubrifier.

- **Principe de la lubrification : [2]**

Le moteur est lubrifié de trois manières :

a) Par pression : L'huile est aspirée puis envoyée sous pression vers les organes les plus sensibles (embiellage, arbre à cames, etc.). La pression d'huile est variable selon le régime du moteur, de l'ordre de 3 à 7 bars. Cette pression est contrôlée au niveau du tableau de bord soit par un manomètre ou un témoin lumineux d'alarme. L'huile est filtrée avant d'arriver à ses points de graissage.

b) Par barbotage : Lorsque l'huile a lubrifié les paliers de l'embiellage, elle est propulsée par la rotation très rapide du vilebrequin (effet de la force centrifuge), sous les pistons, pour assurer le refroidissement de leurs parties supérieures et lubrifier les parois des cylindres.

c) Par gravité : L'huile redescend par gravité dans son réservoir (carter). Durant le trajet de retour, elle imbibera des pièces dites de second ordre, non lubrifiées par pression et par barbotage.

Les moteurs de forte puissance ou à usages spéciaux (motopompe, moissonneuse batteuse) sont équipés d'un radiateur d'huile externe, placé entre le filtre et l'entrée du circuit de lubrification, évitant à l'huile d'éventuelles surchauffes nuisibles à ses rôles.

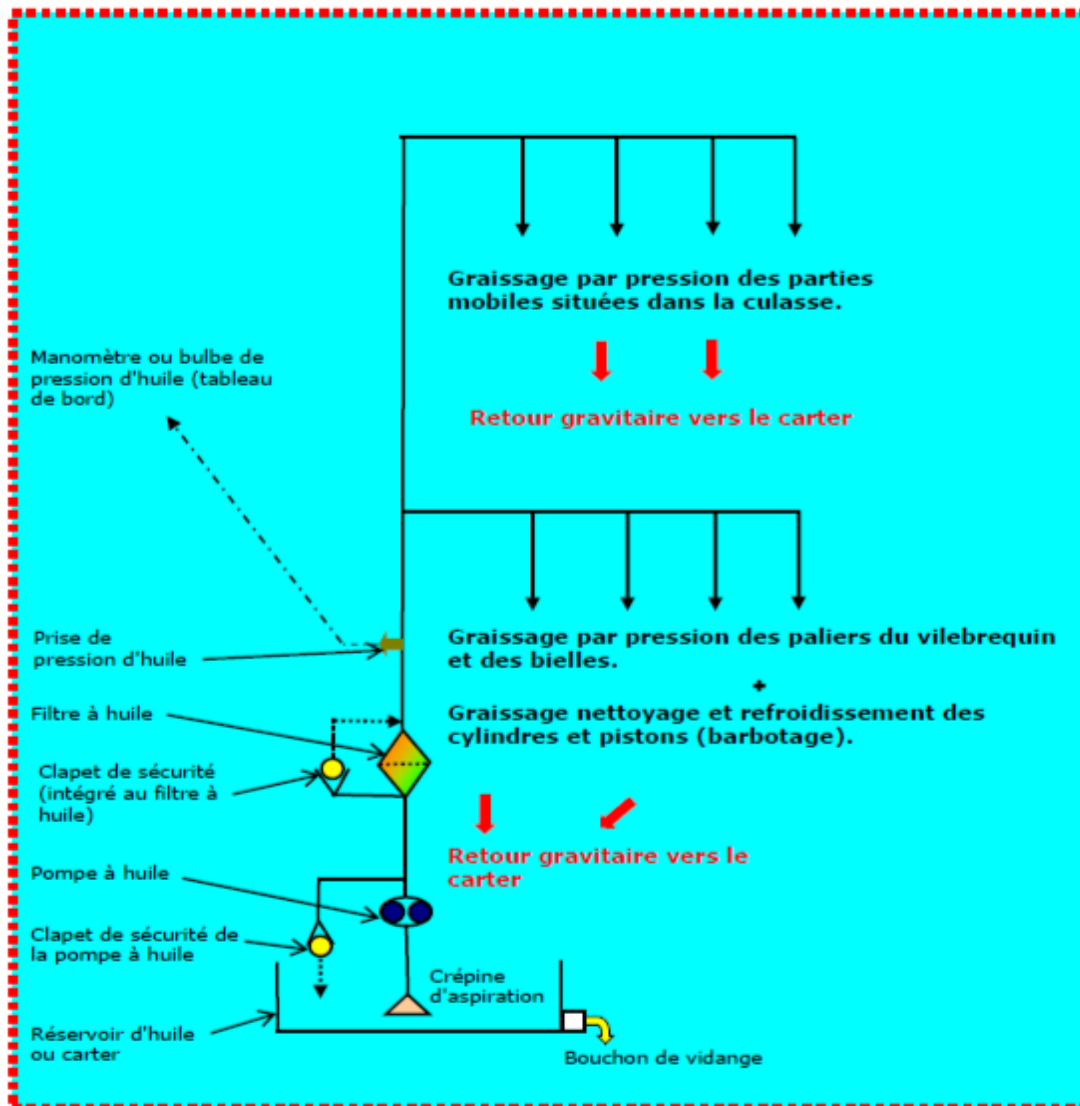


Figure I.15 : schéma des différentes parties lubrifiantes.

7. Avantages et inconvénients du moteur diesel : [4]

a) Avantage :

Le moteur diesel fournit de l'énergie mécanique meilleure que le moteur à essence pour les raisons suivantes :

- Le rendement est élevé.
- Le combustible employé pour les moteurs Diesel est relativement bon marché.
- Les gaz d'échappement sont moins toxiques
- Les dangers d'incendie sont réduits.

En effet, le gasoil ne produit des vapeurs inflammables que chauffé aux environs de 80°C, soit à une température nettement supérieure à celle de l'été. Par contre, l'essence produit des vapeurs inflammables à une température bien inférieure.

b) Inconvénients :

- Les organes du moteur sont soumis à des pressions et des températures élevées donc à des efforts considérables, si bien que la construction de ces moteurs pose des problèmes mécaniques plus complexes que ceux des moteurs à explosion.
- les pièces doivent être largement calculées.
- la construction est donc lourde.
- l'étanchéité entre piston et cylindre est difficile à réaliser, d'où obligation de disposer sur les pistons d'un nombre suffisant de segments.
- une température constante assez élevée est indispensable pour obtenir une bonne Combustion. Il faut donc prévoir un refroidissement correct du moteur.
- l'entretien d'organes de précision tels que les injecteurs ou la pompe d'injection nécessite l'intervention de spécialistes qualifiés.
- le graissage est délicat en raison des pressions élevées transmises par le piston à tous les organes mobiles du moteur.

8. Conclusion :

Comme nous venons de voir dans ce premier chapitre, notre étude est concentrée beaucoup plus sur les éléments importants constituant le moteur diesel et de leurs rôles, ce qui nous a permis d'avoir une idée générale sur ses organes et leur fonctionnement.

1. Introduction :

Le circuit de refroidissement a pour rôle de restituer à l'atmosphère une grande partie de la chaleur produite à l'intérieur de la chambre de combustion. En effet, le bon fonctionnement du moteur n'est plus possible au-delà de certaines températures. La température maximale de fonctionnement d'un moteur est limitée par la résistance mécanique et par les variations dimensionnelles dues à la dilatation, pouvant être tolérées par les organes internes sans compromettre le fonctionnement.

2. Le rôle du système de refroidissement :

Le système de refroidissement a pour rôle :

- Éliminé les excédant de calories.
- Répartir la chaleur sur tous les organes du moteur en particulier les chambres de combustion afin d'obtenir un bon rendement du moteur.
- Permettre à l'huile d'assuré un bon graissage sans l'amener à des températures pouvant altérer gravement ses propriétés.
- Maintenir la dilatation des pièces à une valeur optimale.
- Maintien d'un taux de remplissage correct (échauffement des gaz frais plus réduit).
- Amélioration de la préparation du mélange air/carburant.
- Limitation de la production d'hydrocarbures imbrûlés et d'acides sulfureux au contact des parois.

3. Les différents types de système de refroidissement :

Les types de systèmes de refroidissement qui existe sont :

- A air
- A l'huile
- A eau

Dans l'industrie automobile celui à eau est souvent le plus adapté, pour ça meilleure efficacité e t s e s avantages indéniables comme une plus grande stabilité de la température de fonctionnement donc une meilleure lubrification et une pollution moindre, ainsi que des émissions sonore plus faibles car le liquide de refroidissement assure une meilleure isolation.

3.1. Le refroidissement par air : [10]

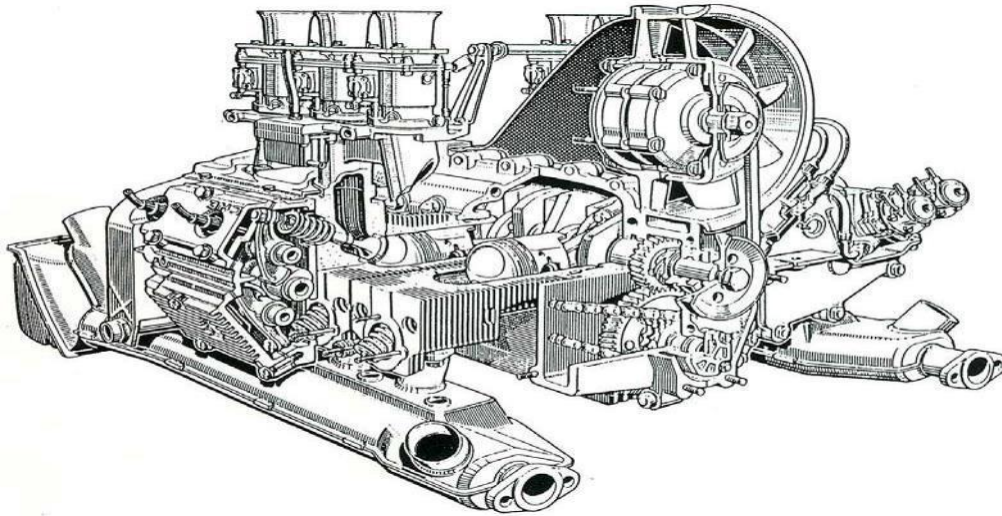


Figure II.1 : Moteur Porsche type 911 à refroidissement par air

Le refroidissement par air, où celui-ci est projeté par des ventilateurs sur la culasse et sur les cylindres.

Toutefois, le coefficient de conductivité de l'air est environ 25 fois plus faible que celui de l'eau. Ainsi, pour assurer un refroidissement équivalent, il est nécessaire d'augmenter considérablement la surface métallique en contact avec le fluide de refroidissement, ce qui est réalisé pratiquement au moyen d'ailettes. Ces ailettes nécessitent une place considérable autour des cylindres.

La culasse et le bloc moteur sont dotés d'ailettes dont la fonction est d'offrir une plus grande surface de contact avec l'air.

Le système par air a connu un énorme succès sur les moteurs d'avions, moteur 2 temps de mobylette, systèmes PORSCH, la Coccinelle Volkswagen, la Fiat 500 et la 2 CV Citroën en sont, pour l'automobile, des exemples typiques

a) Avantage :

- Pas de risque de gel ou de corrosion.
- Moins de risque de panne.
- Moteur de constitution simple
- Moteur plus léger
- Entretien facile

b) Inconvénients :

- Moteur bruyant
- Moteur ne peut pas fonctionner en stationnaire (véhicule à l'arrêt) trop long temps
- Refroidissement irrégulier (vitesse, saison, altitude).

3.2. Le refroidissement par l'huile :

Tous les moteurs à combustion interne utilisent un liquide pour la lubrification des pièces en mouvement, l'huile qui circule mise sous pression par une pompe. Il suffit donc de faire circuler ce liquide dans les zones les plus chaudes et surtout d'en assurer le refroidissement correct. Tous utilisent plus ou moins le refroidissement par huile : carter d'huile bas moteur ventilé, parfois muni d'ailettes, un petit radiateur d'huile.

Exemples :

Certaines motos à 4 cylindres de marque Suzuki, le moteur bicylindre à plat de la Citroën 2 CV utilise un refroidissement mixte air-huile, avec un radiateur d'huile.

a) avantages : les canalisations, pompe, radiateur indépendant et liquide, spécifiques au refroidissement deviennent inutiles. Cela permet un net gain de poids et une plus grande simplicité de conception.

b) Inconvénient : l'huile transporte moins bien la chaleur que l'eau et les spécificités de ces huiles les rendent plus coûteuses pour l'utilisateur.

De plus, le graissage du moteur est moins performant car il y a des pertes de charges dues à la circulation dans le radiateur d'huile.

3.3. Le refroidissement par eau :**a) La circulation du liquide de refroidissement :**

Le liquide de refroidissement circule à travers du bloc-cylindres et remonte à la culasse par les trous pratiqués dans le joint de culasse, et s'évacue à travers une durite (tuyau en caoutchouc), qui conduira le liquide vers un radiateur. Ce radiateur est composé de multiples petits canaux, qui sont en contact avec des ailettes, conçues de manière à occuper un maximum de surface en un minimum de place.

Le flux d'air - fourni par le ventilateur - passe à travers les lamelles et dissipe la chaleur accumulée dans le liquide de refroidissement, donc le refroidir.

En refroidissant, le liquide va descendre dans le radiateur et arriver à la durite qui se trouve en bas. Cette durite est reliée au bas du bloc moteur. Une fois dans le bloc, l'eau va à nouveau s'échauffer, remonter en haut du moteur, passer dans le radiateur, ainsi de suite...

La mise au point du circuit d'eau consiste à faire une bonne répartition du débit d'eau et à augmenter la vitesse du liquide autour des zones chaudes des cylindres et de la culasse. Cette mise au point est réalisée en calibrant le diamètre des trous de passage d'eau dans le joint de culasse.

b) Les composantes du circuit de refroidissement : [10]

Le circuit comporte principalement d'un échangeur de chaleur (radiateur), d'un vase d'expansion, un aérotherme (radiateur de chauffage), d'une canalisation en caoutchouc (durites), une pompe à eau, ventilateur, un thermostat et d'un liquide de refroidissement.

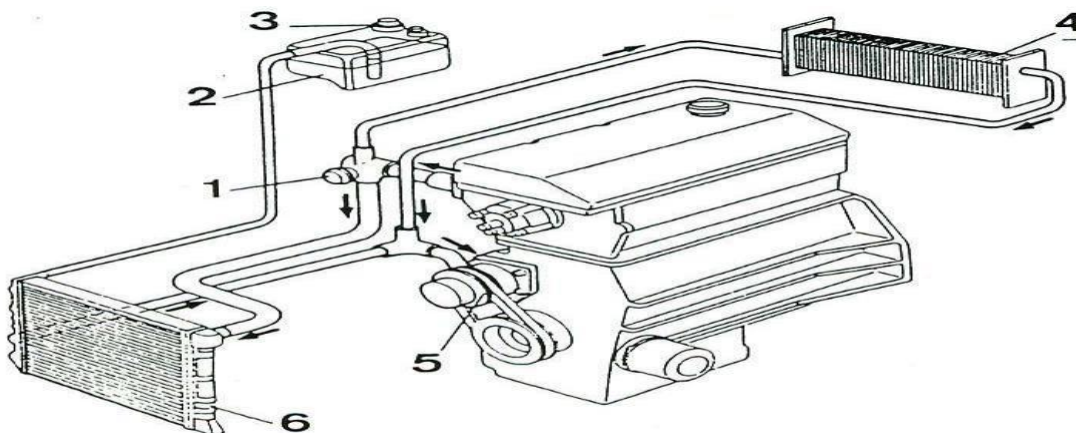


Figure II.2 : Circuit du liquide de refroidissement avec dégazage par vase d'expansion

1. Thermostat
2. Vase d'expansion
3. Bouchon avec clapet taré à une certaine pression
4. Aérotherme
5. Pompe à eau
6. Radiateur

- **Le thermostat : [10]**



Figure II .3 : Le thermostat

Pour assurer une montée en température rapide du moteur, il faut éviter de faire circuler le liquide de refroidissement dans le radiateur en dessous d'une certaine température. Ce rôle est assuré par le thermostat qui est situé dans le moteur au niveau de la durite de radiateur supérieure. Le thermostat a pour rôle de maintenir le liquide de refroidissement (et donc le moteur) à une température de fonctionnement adéquate. Notez que le thermostat du moteur n'est pas relié au bouton sélecteur de température qui est contrôlé par le conducteur. Lorsque le moteur est froid, le thermostat est fermé, ce qui signifie que le liquide de refroidissement circule seulement à travers le moteur et le radiateur de chauffage, sans passer par le radiateur de refroidissement. Ceci a pour effet de prioriser le réchauffement du moteur et l'efficacité du dégivreur et de la chaufferette dans l'habitacle. Lorsque le moteur a atteint sa température de fonctionnement optimale, le thermostat s'ouvre lentement pour permettre au liquide de refroidissement de circuler à travers le radiateur afin d'empêcher la température de s'élever davantage. Alors que le moteur continue de tourner, le thermostat contrôle en permanence le flux de liquide de refroidissement vers le radiateur afin que le moteur maintienne une

température de fonctionnement optimale. Par exemple, le thermostat s'ouvre lorsque la température du moteur s'élève et se referme lorsque le moteur refroidit.

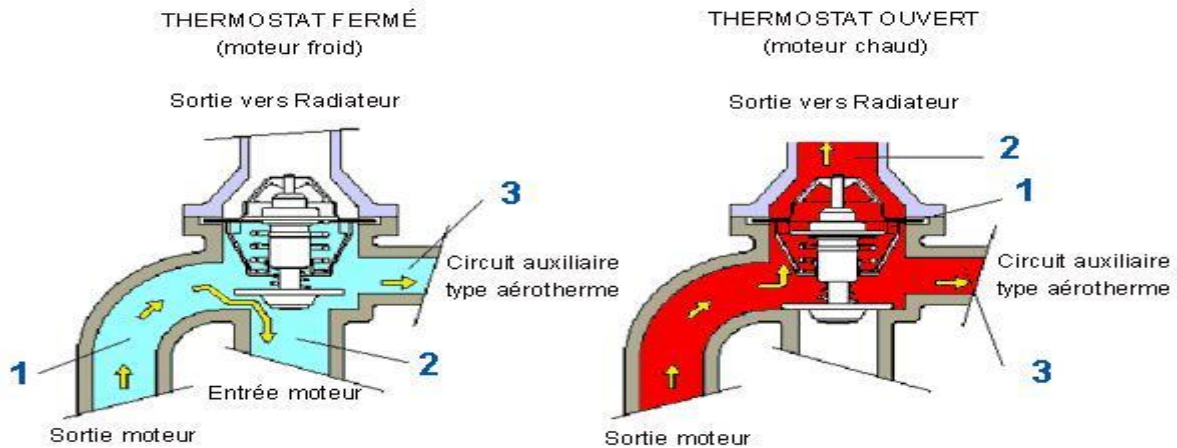


Figure II.4 : représente l'ouverture et la fermeture de thermostat

- **Thermostat en sortie culasse**

Lorsque la température de l'eau atteint le seuil d'ouverture du thermostat (de l'ordre de 88°C), celui-ci commence à s'ouvrir. L'eau chaude pénètre dans le radiateur et de l'eau froide entre dans le moteur. Cette eau froide va devoir traverser tout le moteur avant d'atteindre à son tour le thermostat.

- **Thermostat en entrée moteur**

Dans ce cas, le thermostat est implanté juste en amont de la pompe. L'information température culasse est apportée par un by-pass dont la présence est indispensable. Le bulbe du thermostat lit la température du mélange (eau retour radiateur + eau arrivée by-pass).

L'ouverture du circuit en provenance du radiateur aura lieu quand la température culasse atteindra l'indexation du thermostat (de l'ordre de 83°C).

- Vase d'expansion :



Figure II.5 : vase d'expansion

C'est un contenant de trop-plein, il est utilisé comme réservoir pour le liquide de refroidissement alors qu'il se dilate ou se contracte. Lorsque le liquide de refroidissement chaud entre dans le radiateur, il est dilaté et le trop-plein de liquide est dirigé vers ce réservoir. Inversement, lorsque le radiateur refroidit, le liquide qui s'y trouve se contracte et entraîne un vacuum dans le radiateur ; ce vide est alors compensé par l'arrivée de liquide de refroidissement provenant de ce même réservoir. Comme les résidus du circuit de refroidissement tendent à se déposer dans le réservoir, celui-ci doit être nettoyé lors du changement du liquide de refroidissement.

- **Bouchon avec clapet taré à une certaine pression : [10]**

Ferme l'orifice de remplissage où l'on verse le liquide de refroidissement. Pour que le circuit de refroidissement fonctionne correctement dans son ensemble, le bouchon du vase est conçu pour sceller le circuit à une pression spécifique.

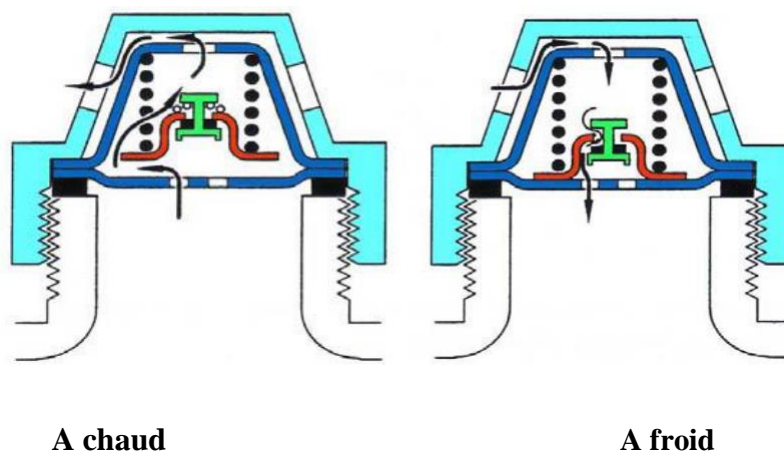


Figure II.6 : représente l'ouverture et fermeture de La soupape du vase d'expansion

Quand le liquide s'échauffe, son volume d'eau augmente, une partie du liquide du radiateur vient remplir le vase. La pression de l'air comprise dans le vase au-dessus du liquide augmente.

A partir d'une certaine pression (0.8 à 1.2 bar) le clapet de pression s'ouvre pour stabiliser la pression dans le vase à la valeur maxi.

Quand le liquide refroidit son volume diminue, et une partie du liquide quitte le vase pour retourner au radiateur. La pression de l'air chute dans le vase et si elle devient trop faible, il crée une dépression. Le petit clapet s'ouvre, laissant pénétrer dans le vase une certaine quantité d'air nécessaire pour obtenir une pression minimum.

- **Aérotherme (Le radiateur de chauffage) :**



Figure II.7 : Aérotherme

Est un petit appareil situé sous le panneau de bord dans l'habitacle du véhicule. Le bouton sélecteur de température du tableau de bord contrôle la vanne de régulation de température située dans le compartiment moteur. Lorsque vous tournez le bouton vers un réglage chaud, la vanne de régulation de température s'ouvre, permettant au liquide de refroidissement du moteur de circuler à travers le radiateur de chauffage et de chauffer l'intérieur de la voiture. Inversement, si vous tournez le bouton de température vers un réglage froid, la vanne se referme, permettant à l'air frais du système de climatisation (si la voiture est équipée de ce système) de circuler à travers le radiateur de chauffage et de refroidir l'habitacle.

La pompe à eau :

La fonction de la pompe à eau est de faire circuler le liquide de refroidissement dans le moteur et le radiateur, pour éliminer les calories. La pompe est généralement entraînée par une poulie liée en rotation au vilebrequin par l'intermédiaire d'une courroie. La pompe à eau comprend deux parties :

Augmente la circulation d'eau" crée par l'effet thermosiphon dans le radiateur de refroidissement.

- Les pompes à eau sont de type centrifuge à entraînement par courroie Sous l'effet de la force centrifuge, le liquide est chassé à la périphérie des aubes créant une aspiration à l'entrée.

Activer Windo Accédez aux parar

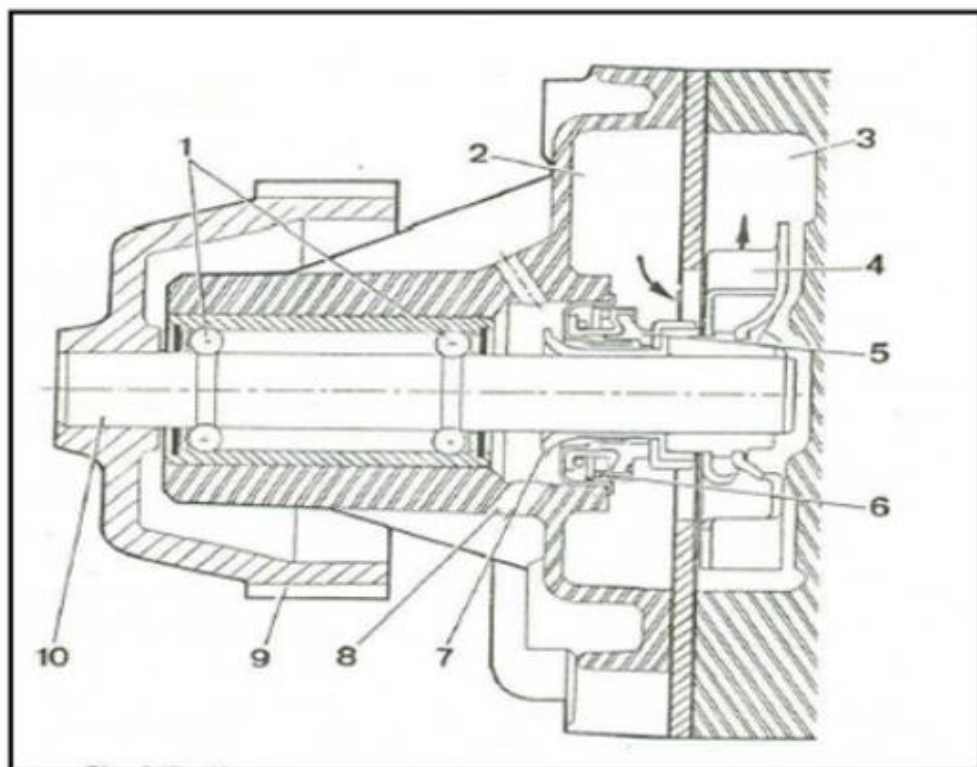


Figure II.8 : schéma de composant de la pompe à eau

- 1. Roulement à billes
- 2. Zone d'arrivée d'eau
- 3. Zone de refoulement de l'eau 'étanchéité
- 4. Turbine 5. Bague
- 6. Ressors
- 7. Déflecteur, Turbo-Joins,
- 8. Trou d'évacuation
- 9. Poulie d'entraînement
- 10. Arbre

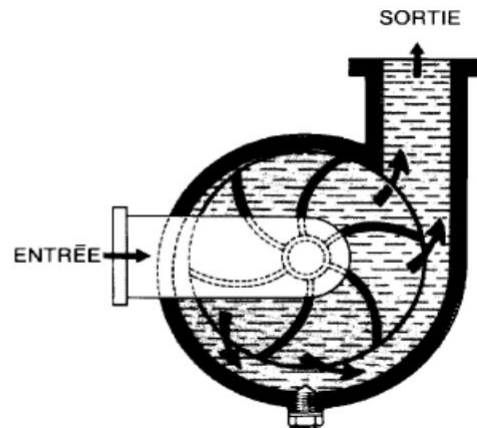
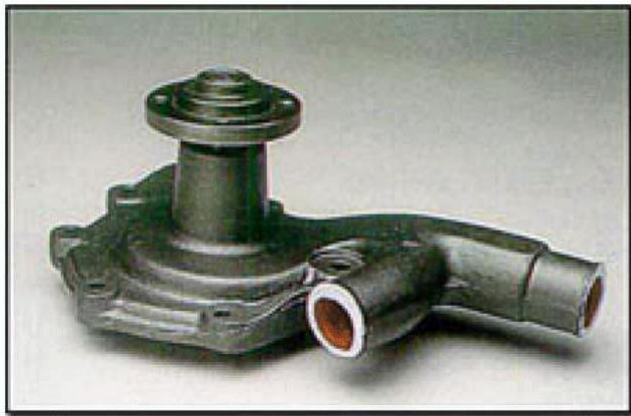


Figure II.9 : la pompe à eau

Fait circuler le liquide dans le circuit de refroidissement et dans le bloc moteur. La pompe est le plus souvent activée soit par une courroie installée sur la poulie du bras de manivelle, soit par une courroie de distribution qui tourne à peu près au même régime que le moteur.

- **Le radiateur :**



Figure II.10 : le radiateur

Est la principale composante du circuit de refroidissement. Le liquide de refroidissement circule à travers le faisceau interne du radiateur et transfère sa chaleur aux lamelles de refroidissement de métal qui entourent le faisceau. Le flux d'air - fourni par le ventilateur - passe à travers les lamelles et dissipe la chaleur accumulée dans le liquide de refroidissement.

- **La jauge de température :**

Située sur le tableau de bord, est reliée à une sonde située sur le bloc moteur. Cette sonde enregistre les variations de résistance électrique lors du réchauffement du moteur et permet un suivi précis de la température du moteur.

- **Le liquide de refroidissement : [5]**

Est habituellement de couleur vert foncé, mais des formules récentes peuvent être de couleur rouille. Notez qu'il est important d'utiliser un type de liquide de refroidissement spécifiquement recommandé pour votre modèle de véhicule. En outre, vous ne devez pas mélanger différents types de réfrigérants.

Le liquide de refroidissement doit avoir plusieurs caractéristiques :

- il ne doit pas geler à la température la plus basse susceptible de survenir dans la région. Les contenants d'antigel présentent généralement un tableau indiquant la proportion eau-antigel à utiliser pour une protection adéquate.
- Il doit empêcher la rouille et la corrosion.
- Il doit être stable chimiquement et ne pas se détériorer par "usure".
- Il doit être fluide.
- Il doit très vite absorber et rejeter la chaleur.
- Et finalement, il ne doit pas mousser.

La plupart des marques d'antigel reconnues, à base d'éthylène glycol, apportent une protection efficace pendant une période allant jusqu'à deux ans. Passé ce délai (parfois moins, selon les fabricants), il faut :

- vidanger le circuit ;
- le remplir à l'eau claire ;
- laisser tourner le moteur pendant une dizaine de minutes
- retirer l'eau
- la remplacer par une nouvelle solution eau-antigel.

Si l'antigel est conservé plus long temps, toutes les propriétés énumérées plus haut se détériorent graduellement. La rouille et la corrosion effectuent lentement leur ravage et au bout de quelques années, le radiateur coule.

De plus, l'antigel peut ne plus assurer une protection efficace contre le gel et occasionner, à la limite, une cassure du bloc-moteur.

- **Les durites du radiateur :**

Relient les parties supérieure et inférieure du radiateur au moteur et permettent ainsi au liquide de refroidissement de circuler vers le moteur puis d'en ressortir pour retourner vers le radiateur.

- **Le ventilateur : [10]**



Figure II.11 : le ventilateur

Placées à proximité du radiateur, les pales du ventilateur forcent l'air à passer au travers de celui-ci, et évite ainsi la surchauffe lors des trajets a petite allure. Il peut être entraîné mécaniquement à l'aide d'une courroie. Mais en général, il s'agit d'un petit moteur électrique, commandé par une sonde placée sur le radiateur, qui entraîne le ventilateur lorsque la température est supérieure à 100°C. Une défaillance de ces éléments provoque une surchauffe lorsque le véhicule roule à faible allure ou est arrêté.

- c) **Avantages et inconvénients du système : [17]**

- **Avantages**

- Moteur moins bruyant
 - Refroidissement mieux contrôlé
 - Meilleur rendement

➤ **Inconvénients :**

- Moteur plus lourd
- L'aménagement du circuit de refroidissement rend sa mise en œuvre plus difficile

3. Signes d'ennuis reliés au circuit de refroidissement :

- Jauge de température indiquant une température du moteur supérieure à la normale
- Plaque de liquide vert, orange ou jaune sous le véhicule pouvant indiquer une fuite dans le circuit de refroidissement
- Peu ou pas de chaleur dans l'habitacle du véhicule

5. Diagnostique, réparation et entretien [10]

En cas de dysfonctionnements dans le système de refroidissement, comme par exemple la puissance de chauffage insuffisante, un moteur n'atteint pas sa température de fonctionnement ou une surchauffe, il est possible de déceler la cause du défaut avec des moyens simple. Il convient de vérifier dans un premier temps si le niveau de liquide de refroidissement du circuit est suffisant, de vérifier la présence d'impuretés, de fuites et la protection antigel. Il faut également veiller à une tension suffisante de la courroie trapézoïdale ou trapézoïdale à nervures. Selon le symptôme, la recherche des défauts peut ensuite être poursuivie comme décrit ci-après, par observation des composants.

5.1.Le circuit de refroidissement par air :

Il est très simple à réaliser car le circuit n'est pas complexe :

- Contrôle régulier des ailettes des cylindres et des culasses et nettoyage si nécessaire à l'aide d'air comprimé. Ce type d'intervention demande le démontage d'un "couvercle" pour atteindre les parties internes (se référer au manuel d'entretien spécifique au moteur).
- Contrôle de l'état et de la tension de la ou des courroies de transmission :

Pour contrôler l'état, il suffit de "tordre" légèrement la courroie et de vérifier d'éventuelles coupures.

Pour contrôler la tension il suffit d'appuyer avec un doigt sur la courroie. Une bonne tension correspond à une flexion d'environ 1 cm. En cas de tension trop faible elle peut être corrigée en agissant sur l'alternateur qui sert de tendeur.

Attention une tension trop importante peut détériorer les roulements de la turbine et de l'alternateur et induit une usure prématurée de la courroie. Par mesure de précaution une courroie se change toutes les 1000 heures de fonctionnement. Lors du changement de ou des courroies, il est important de vérifier l'état des roulements de la turbine. Ce contrôle consiste à la faire tourner manuellement et à écouter si les roulements ne font pas de bruit. Si c'est le cas, il faut procéder à leurs remplacements très rapidement. Si ces roulements "lâchent" les pales de la turbine frotteront contre le carter avec un risque majeur de casse.

5.2.Le circuit de refroidissement par eau air :

a) Rinçage du système de refroidissement :

Lorsque il y a des impuretés dans le liquide de refroidissement il faut le vidanger et rincer le système de refroidissement.

Les sources d'impureté peuvent être les suivantes :

- Huile (joint de culasse défectueux)
- Rouille (corrosion interne du moteur)
- Aluminium (corrosion interne du radiateur)
- Substance étrangères (additifs/produit d'étanchéités)
- Particules étrangères (pompe à eau défectueuse)

Selon le degré d'encrassement le système doit être nettoyé avec de l'eau chaude ou avec un liquide spécifique

b) Entretien du radiateur : [9]

Le radiateur étant à la fois un échangeur et un réservoir, il nécessitera une attention toute particulière.

Etat extérieur du faisceau : nettoyage avec de l'air comprimé dans le sens inverse du passage de l'air aspiré par le ventilateur. Ce nettoyage n'est pas systématique mais dépend des conditions de travail et du moment.

Le nettoyage à l'eau n'est pas conseillé pour un entretien journalier car les impuretés pouvant restées entre les faisceaux risquent en séchant, de colmater les passages d'air. Certaines parties du radiateur sont difficilement accessibles et il sera donc difficile d'éliminer toutes les saletés sans

démontage des carters enveloppant le radiateur. Cette opération de nettoyage à l'eau est réservée pour les travaux de grande maintenance. Si le radiateur est régulièrement inspecté et nettoyé, il n'y aura pas de recours au nettoyage à l'eau.

c) Contrôle du liquide de refroidissement :

Si le radiateur est en parfait état et que la température du moteur a été stable, il y a peu de chance que le niveau du liquide de refroidissement est diminué. Un contrôle hebdomadaire peut suffire. Par contre en conditions de travail extrême et dans le cas d'un faisceau du radiateur en mauvais état (suintement au niveau des soudures du faisceau), il faudra contrôler le niveau du liquide tous les jours.

Il peut arriver que de l'eau s'écoule par le tuyau de trop plein relié au bouchon du radiateur ou du vase d'expansion. Cela signifie que le liquide de refroidissement a dépassé sa température d'ébullition créant une surpression dans le radiateur d'où le débordement. Cas de figure est la conséquence d'une mauvaise gestion (Effort trop important sur une longue période dû à un sous régime ou à une vitesse d'avancement trop importante).

Une complémentation en liquide de refroidissement se fait toujours le matin avant la mise du moteur ou en cours de journée après que le moteur soit refroidi. Ouvrir un bouchon de radiateur ou de vase d'expansion lorsque le moteur est chaud est très dangereux.

Le liquide chaud étant sous pression, Dès que le bouchon sera desserré la pression interne se détendra propulsant le liquide brûlant à plusieurs dizaines de centimètres, donc à proximité de la main et de l'avant-bras utilisé pour ouvrir le bouchon. [5]

d) Contrôle du bouchon du radiateur ou du vase d'expansion :

Comme décrit précédemment le bouchon, quel que soit le système (avec ou sans vase d'expansion), joue un rôle très important. Il permet de limiter les surpressions liées à l'échauffement du liquide de refroidissement ainsi que les dépressions lors des phases de refroidissement de ce même liquide.

Il est donc opportun de vérifier régulièrement l'état du joint et des clapets. Lors du serrage le bouchon doit être parfaitement joint à son support et ne pas tourner dans le vide.

Contrôle très fréquent de l'extrémité du tube trop plein sur tout si l'automoteur est resté plusieurs semaines à l'arrêt. En effet les "guêpes maçonnes" obturent souvent ces orifices pour déposer une larve. Les conséquences peuvent être assez grave comme la déformation du radiateur lors de sa mise sous pression avec comme conséquences directe la rupture de soudures au niveau des réservoirs supérieur et inférieur.

e) contrôle de la courroie du ventilateur :

La procédure est identique à celle du circuit de refroidissement par air :

- Contrôle de l'état.
- Contrôle de la tension.
- Remplacement toute les 1000 heures d'utilisation

f) Contrôle des durites :

Il s'agit essentiellement d'un contrôle visuel afin de déceler d'éventuels suintements de liquide, signe annonciateur de serrage insuffisant (colliers défectueux) ou de porosité du caoutchouc (durite vieillissante). Au toucher (pincement), une durite doit rester souple.

Si ce n'est pas le cas cela signifie que leur remplacement doit être programmé.

g) contrôle des éléments de sécurité :

A tout moment le chauffeur du véhicule peut contrôler la température de fonctionnement du moteur grâce à des indicateurs situés sur le tableau de bord :

- Un voyant lumineux qui s'allume en cas de surchauffe. Cette méthode de contrôle est cependant peu efficace avertira le chauffeur en dernière limite. Ce dernier devra donc agir en urgence (arrêt du moteur) pour voir d'où vient le problème.

Pour contrôler si le voyant est opérationnel, la procédure est la même que pour la pression d'huile : le contact mis, le témoin s'allume et dès que le moteur est en marche il doit s'éteindre.

- Un manomètre avec des secteurs coloré ou des indications de température
: Vert : température normale.
Rouge : danger arrêt du moteur.

Le manomètre à l'avantage d'étudier l'évolution de la température. Le chauffeur connaissant son véhicule sait à quel niveau se situe le fonctionnement normal du moteur. Si au cours du travail qu'il effectue, l'aiguille indicatrice se rapproche du secteur rouge ou de la température maximum autorisée, il aura la possibilité de faire un contrôle a priori et éviter d'atteindre la valeur de température limite autorisée. Les cas possible sont :

- Faisceaux du radiateur encrassés (très fréquent).
- Perte du liquide de refroidissement suite à une rupture de durite ou une fuite importante au niveau du radiateur (très fréquent).
- Rupture ou défaut de tension de la courroie du ventilateur (fréquent).
- Circuit interne du liquide de refroidissement encrassé (peu fréquent).
- Défaut de fonctionnement du thermostat (rare).

La conséquence d'un défaut de refroidissement d'un moteur (dépassement important des valeurs maxi tolérée) abouti dans tous les cas à une rupture du joint de culasse.

6. conséquences d'un mauvais et d'un excès de refroidissement : [17]

a) Quelles sont les conséquences d'un mauvais refroidissement :

Elles sont multiples, mais les plus fréquents sont :

- Une dilatation des pièces : ce qui provoque une diminution des jeux fonctionnels, une difficulté de lubrification et un serrage moteur
- Une diminution du taux de remplissage du fait de la dilatation des gaz admis dans la chambre de combustion
- L'inflammation spontanée du mélange (pour les moteurs à essence) : auto allumage
- Une déformation des pièces du moteur (fluage, détrempage, fusion)

b) Quelles sont les conséquences d'un excès de refroidissement :

Malgré l'absolue nécessité du refroidissement, le moteur a besoin de monter à une certaine température afin de ne pas affecter son rendement.

Une température de fonctionnement trop basse entraînera :

- Une combustion trop lente et incomplète (perte de puissance, pollution)
- Une condensation du mélange gazeux
- l'essence liquide qui traversera les parois dissoudra le film d'huile protecteur de certains éléments du moteur.

7. Conclusion :

L'évacuation des excédents de la chaleur dans le moteur est essentielle pour prévenir la défaillance des pièces par fatigue thermique.

Les pièces les plus susceptibles de casser sont les plus exposées à un haut niveau d'échauffement comme le piston, la culasse, la chemise....etc.

Le niveau d'échauffement est réguler par le système de refroidissement en évacuant la chaleur récupérer l'hors de la circulation du fluide de refroidissement autour des pièces chauffées et sera restituer à l'atmosphère.

1. Introduction :

L'intensification des échanges de chaleur entre une source chaude et une source froide a apporté un intérêt considérable dans la fabrication des échangeurs de plus en plus compacts. Parmi les techniques utilisées dans la conception des échangeurs de chaleur à faisceau de tubes, l'utilisation des ailettes, permet d'augmenter le niveau de la turbulence dans la couche limite, ainsi que la surface d'échange de chaleur. Les tubes à ailettes sont utilisés uniquement dans le cas où un côté du tube (côté ailettes) présente un faible coefficient d'échange de chaleur (circulation ; d'une vapeur sèche, d'un gaz, d'un mélange gazeux,...). Dans cette présente étude, on s'intéresse à un échangeur à courant croisés simple. Les fluides mis en service sont de l'eau chaude et de l'air à température ambiante. L'eau circule à l'intérieur des tubes et l'air s'écoule perpendiculairement aux tubes pour les refroidir.

Nous présentons dans ce chapitre une méthode et un programme de calcul des échangeurs de chaleur à courant croisé (eau-air) à tubes ailettes en arrangement quinconce, en utilisant la méthode de différence de températures logarithmique moyenne (DTLM) réalisée sous un programme Matlab.

2. Définition d'un échangeur de chaleur : [15]

Un échangeur de chaleur est un système qui permet d'échanger la chaleur entre deux fluides sans se mélanger. Dans un échangeur thermique, le fluide chaud et le fluide froid sont séparés par une paroi (plane ou tubulaire). La transmission de la chaleur se fait du fluide chaud vers le fluide froid. Les fluides, chauffant et chauffé sont des fluides caloporteurs.

3. Les différents types d'échange : [15]

Les échangeurs de chaleur sont diphasiques ou monophasique.

a) Échange sans changement de phase :

Les échangeurs de chaleur sans changement de phase correspondent aux échangeurs dans lesquels l'un des fluides se refroidit pour réchauffer le deuxième fluide sans qu'il y ait changement de phase. Les températures des fluides sont donc variables, tout le long de l'échangeur.

Parmi ces échangeurs on cite les échangeurs : (liquide –liquide, gaz -liquide et gaz -gaz...)

b) Échange avec changement de phase :

Les échanges avec changement de phase sont caractérisés par trois cas différents :

- l'un des fluides se condense alors que l'autre se vaporise. Ces échangeurs sont rencontrés dans les machines frigorifiques installées en cascade. Ces sont les évaporateurs - condenseurs.
- le fluide secondaire se vaporise en recevant de la chaleur du fluide primaire, lequel ne subit pas de changement d'état. Ils sont appelés évaporateurs.

- le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas de transformation d'état .A titre d'exemple ; ce cas est rencontré dans les condenseurs des machines frigorifiques

4. Classification des échangeurs : [15]

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés de multiple façons, ainsi dans ce qui suit, on ne cite que les groupes qui nous paraissent importants.

- Classification selon leurs procédés de transfert thermique → selon leurs procédés de transfert, les échangeurs de chaleur sont classés en deux types : à contact direct et à contact indirect.
- Classification selon la compacte de surface → Cette autre classification, arbitraire, se base sur le rapport de la surface d'échange au volume de l'échangeur et se divise en deux types :

Échangeurs compact et non-compact.

Cette classification est faite parce que la forme physique des échangeurs, les applications et les techniques différent.

Classification selon le nombre de fluide : (un, deux ou trois fluides)

Classification selon le sens de l'écoulement :

- Ecoulement à courant parallèle : les deux fluides circulent parallèlement et vont dans le même sens.
- Ecoulement à contre-courant : les deux fluides circule parallèlement mais vont dans le sens opposée
- Ecoulement à courant croisée : les deux fluides circulent perpendiculairement l'un par rapport à l'autre.

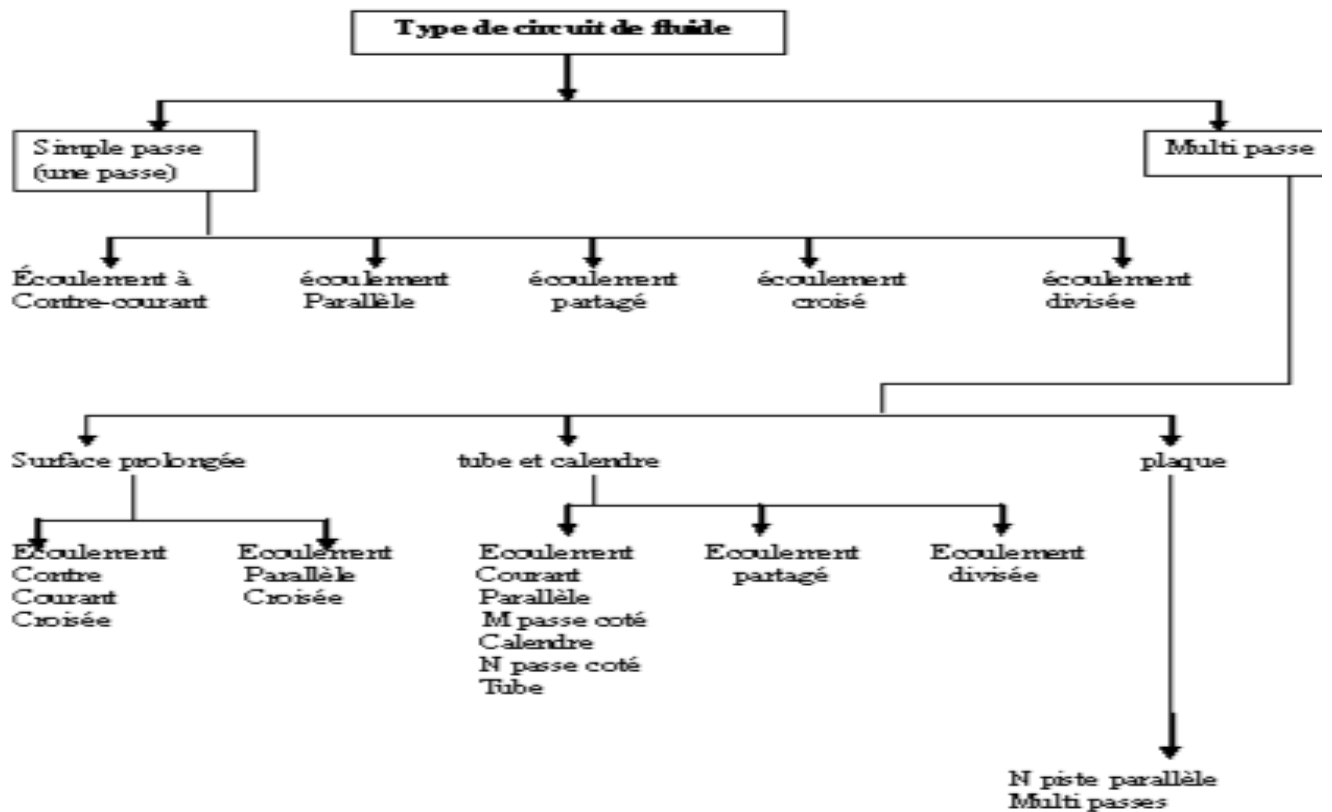
Classification suivant la construction :ils existe des échangeurs tubulaire(tube coaxiaux, calendrier, spirales de tubes),des échangeurs a plaque(brassée, soudée ,Et joints),des échangeur ailettes(plaques et tube ailettes),des échangeurs régénérateur(rotatif ,matrice simple).

Classification suivant le mécanisme de transfert de chaleur : il existe plusieurs types de transmission de la chaleur (doubles phases des deux coté « évaporateur- condenseur », un cote en simple phase et l'autre en double phases « condenseur ou évaporateur », simple phase sur les deux cote « régénérateur »et aussi échanges couplé, rayonnement convection.

Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange → les échangeurs métalliques : en acier, cuivre, aluminium,...

Les échangeurs non métalliques : en plastique, céramique,...

*schéma représentatif de la classification des échangeurs selon le mode de transfert :



5. Méthode de calcul : [6]

Le dimensionnement d'un échangeur thermique basé sur des critères différents comme la puissance thermique, et d'autre paramètre qui dépend de l'échangeur tels que les variables d'entrée et de sorties. Les deux méthodes (NUT et DTLM) restent le moyen nécessaire pour la caractérisation d'un échangeur.

a) DTLM : c'est la méthode de la différence moyenne logarithmique entre les températures d'entrées et sorties de radiateur.

b) NUT : c'est le nombre d'unité de transfert représente le pouvoir d'échange de l'échangeur.

L'application des deux méthodes permettent d'aboutie un même résultat, cependant la méthode DTLM demande la connaissance des deux températures d'entrée et sortie de l'échangeur, et un calcul itératif dans certain cas. la connaissance des paramètres d'entrée (les températures, le débit, surface) nous permettre de réalisé un calcul directe par la méthode de NUT, ce calcule est basée sur certaines hypothèses qui sont :

- ✓ Le régime de fonctionnement doit être supposé permanent
- ✓ la section de passage est constante
- ✓ les propriétés des fluides sont en fonction de la température.

- ✓ les deux fluides sont monophasiques (il ne change pas de phase)

Elle est nécessaire la connaissance des variables d'entrée, tels que les températures d'entrée des deux fluides eau et air, et leur débits et les grandeurs géométriques de l'échangeur.

La réalisation du calcul avec les paramètres précédentes nous permettra de déterminer les variables de sorties comme le coefficient d'échange globale K, les deux coefficients d'échanges intérieur et extérieur (h_i , h_e) et les températures de sortie des fluides.

6. le calcul thermique : [6]

6.1. l'efficacité et le nombre d'unité de transfert NUT :

On appelle NUT le rapport adimensionnelle suivant :

$$NUT = \frac{K.S}{C_{\min}} \dots\dots\dots (III.1)$$

Où :

K : coefficient globale de transfert thermique

S : surface d'échange

C_{\min} : $\min (\dot{m}_c C_{p_c} , \dot{m}_f C_{p_f})$

\dot{m}_c et \dot{m}_f : débits des fluides chaude et froid respectivement.

C_{p_c} et C_{p_f} : la chaleur spécifique des fluides chaud et froid

Le principe de cette méthode s'appuie sur la notion de l'efficacité de l'échangeur et de flux de chaleur maximum.

a) Flux de chaleur maximum :

Le changement de température dans l'un des deux fluides peut être égal au gradient de température maximum existant dans l'appareil. Ce flux de chaleur maximum est obtenu lorsque l'un des deux fluides sort à la même température d'entrée de l'autre fluide, en égalisant le flux de chaleur cédé par le fluide chaud au flux de chaleur reçu par le fluide froid pendant leur traversée de l'échangeur, l'expression de flux de chaleur transféré dans un échangeur de chaleur peut être exprimé comme suite :

$$\phi = - \dot{m}_c . C_{pc} (T_{cs} - T_{ce}) \dots \dots \dots (III.2)$$

$$\phi = \dot{m}_f . C_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) \dots \dots \dots (III.3)$$

Alors le flux de chaleur maximum égal à :	
$\phi_{max} = \dot{m}_c . c_{pc} (T_{Ce} - T_{fe}) \dots \dots \dots (III.4)$	$\phi_{max} = \dot{m}_f . c_{pf} (T_{Ce} - T_{fe}) \dots \dots \dots (III.5)$
Si $\dot{m}_c . c_{pc} < \dot{m}_f . c_{pf}$	Si $\dot{m}_c . c_{pc} > \dot{m}_f . c_{pf}$
<p style="text-align: center; color: blue;">$\dot{m}_f C_{pf} > \dot{m}_c C_{pc}$</p>	<p style="text-align: center; color: blue;">$\dot{m}_f C_{pf} < \dot{m}_c C_{pc}$</p>

Figure III-1 : Profils de température dans un échangeur à contre-courant en fonction des valeurs prises par les débits de capacité thermique

b) Efficacités de l'échangeur de chaleur

L'efficacité d'un échangeur de chaleur est définie comme étant le rapport du flux de chaleur réellement transféré dans l'échangeur, au flux de chaleur maximal qu'il serait possible

de transférer avec les mêmes conditions de températures d'entrée des deux fluides.[6,15]

$$E = \frac{\phi_{réel}}{\phi_{max}} \dots \dots \dots (III.6)$$

Cette notion est particulièrement intéressante puisqu'elle permet d'accéder directement à la puissance échangée selon $\phi = E . (\dot{m} . Cp)_{min} (T_{ce} - T_{fe}) = E . C_{min} . (T_{ce} - T_{fe})$ tout en ne faisant intervenir que les températures d'entrées des fluides. Les expressions donnant l'efficacité dans différentes configurations sont résumées dans le tableau suivant [6]

Type d'échangeur	Efficacité
Courant parallèle et de même sens	$E = \frac{1 - e^{-NUT(1+R)}}{1 + R}$
Courants parallèles et de sens contraire.	$E = \frac{1 - e^{-NUT(1-R)}}{1 - R \cdot e^{-NUT(1-R)}}$
Courant croisé : fluides non brassés (valeurs approchées).	$E = 1 - e^{\left[\frac{1}{R\eta} [e^{-NUT(\eta.R)} - 1] \right]}$ avec $\eta = NUT^{-0.22}$
Courant croisé : fluides brassés.	$E = NUT \left\{ \frac{NUT}{1 - e^{-NUT}} + \frac{NUT.R}{1 - e^{-NUT.R}} - 1 \right\}^{-1}$
Courant croisé : fluide C_{min} non brassé.	$E = \frac{1}{R} \left\{ 1 - e[-R(1 - e^{-NUT})] \right\}$
Courant croisé : fluide C_{max} non brassé.	$E = 1 - e^{\left\{ -\frac{1}{R} [1 - e^{-NUT.R}] \right\}}$
Echangeurs tubes calandre : 1 passe coté calandre 2 passes cotés tubes	$E = 2 \left\{ 1 + R + \frac{1 + e^{\left[-NUT \cdot (1+R^2)^{\frac{1}{2}} \right]}}{1 - e^{\left[-NUT \cdot (1+R^2)^{\frac{1}{2}} \right]}} (1 + R^2)^{\frac{1}{2}} \right\}$

Figure III -2 : Efficacités de quelque échangeur

c) **Abaque des Différents méthodes de calcul [12] :**

Dans ce cas, le problème est beaucoup plus complexe car les températures de sortie sont variables selon la position du fluide dans l'échangeur. Plusieurs configurations sont possibles selon que chaque fluide est libre de se mélanger (fluide brassé) ou bien au contraire est canalisé (fluide non brassé). Bien que l'expression de ΔTLM ait été calculée pour certains cas, on utilise souvent des abaques donnant un coefficient correctif F tel que.

➤ **Méthode de ΔTLM :**

$$\Phi = K S F \Delta TLM \dots\dots\dots (III.7)$$

Φ : c'est la puissance thermique d'un échangeur de chaleur

ΔTLM : est la moyenne logarithmique des écarts de température des eux extrémités de l'échangeur. F est donné par les abaques des figures 3 et 4 et ΔTLM est calculé comme pour un échangeur à courant parallèle et de sens contraire.

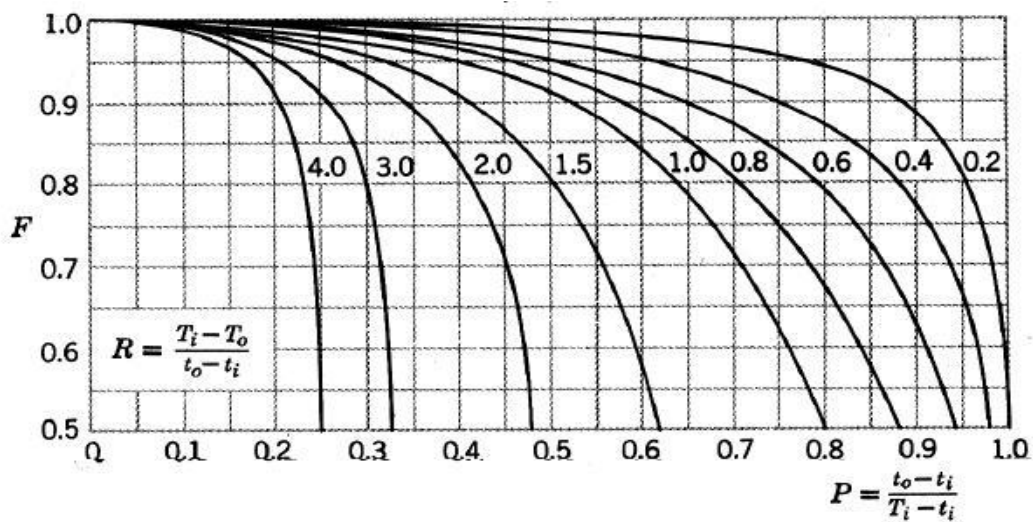
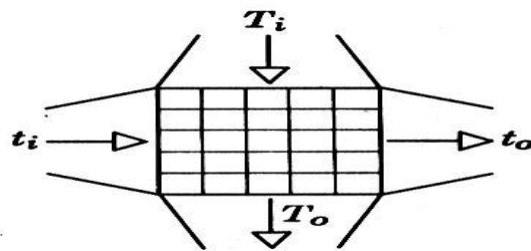


Figure III-3 : Echangeur à courants croisés - 2 fluides non brassés

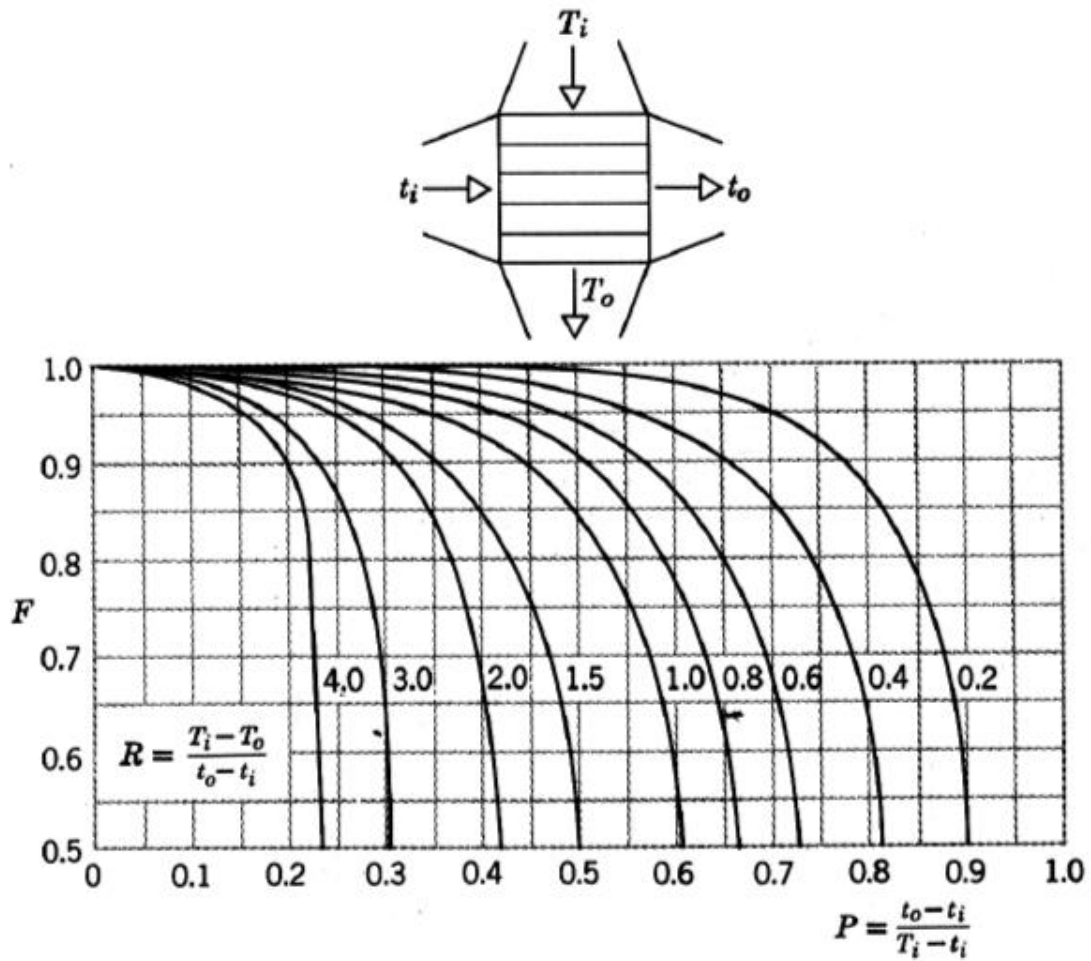


Figure III-4 : Echangeur à courants croisés - 1 fluide brassé et 1 fluide non brassé

Remarque :

Le brassage d'un fluide (fluide brassé) a pour effet d'homogénéiser les températures dans la section droite de son passage. [6]

Où

R : représente le facteur de déséquilibre

$$R = \frac{c_{\min}}{c_{\max}} \dots\dots\dots (III.8)$$

➤ Méthode de NUT :

$$NUT = \frac{KS}{C_{min}}$$

*On peut également utiliser des abaques qui donnent directement l'efficacité en fonction de NUT :

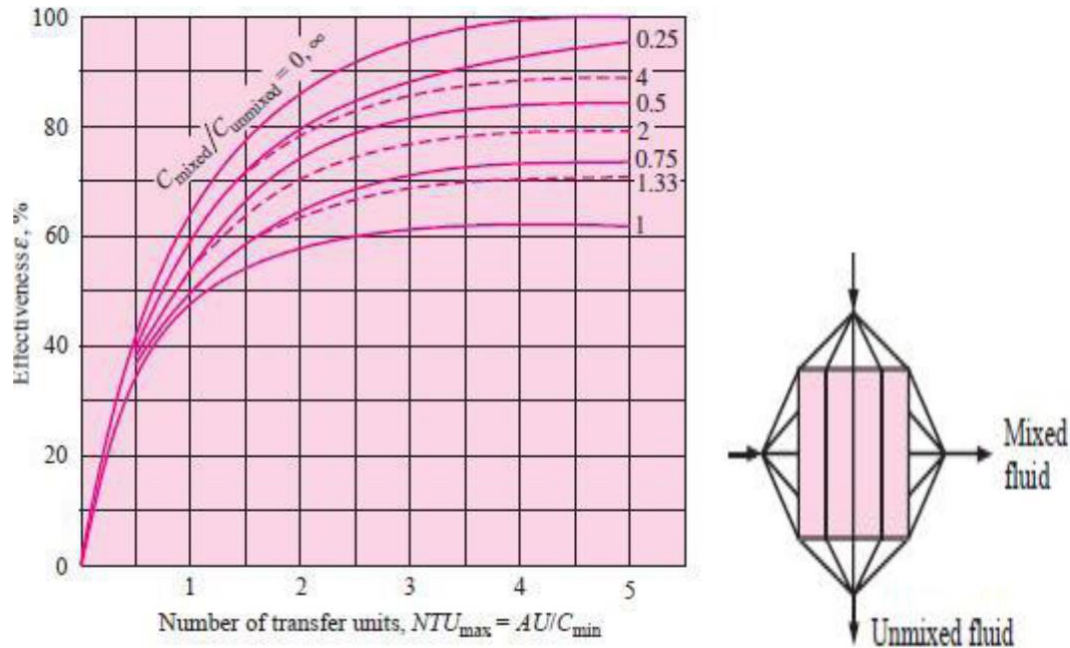


Figure III-5 : Efficacités de l'échangeur à courant croisé avec un fluide brassé [6]

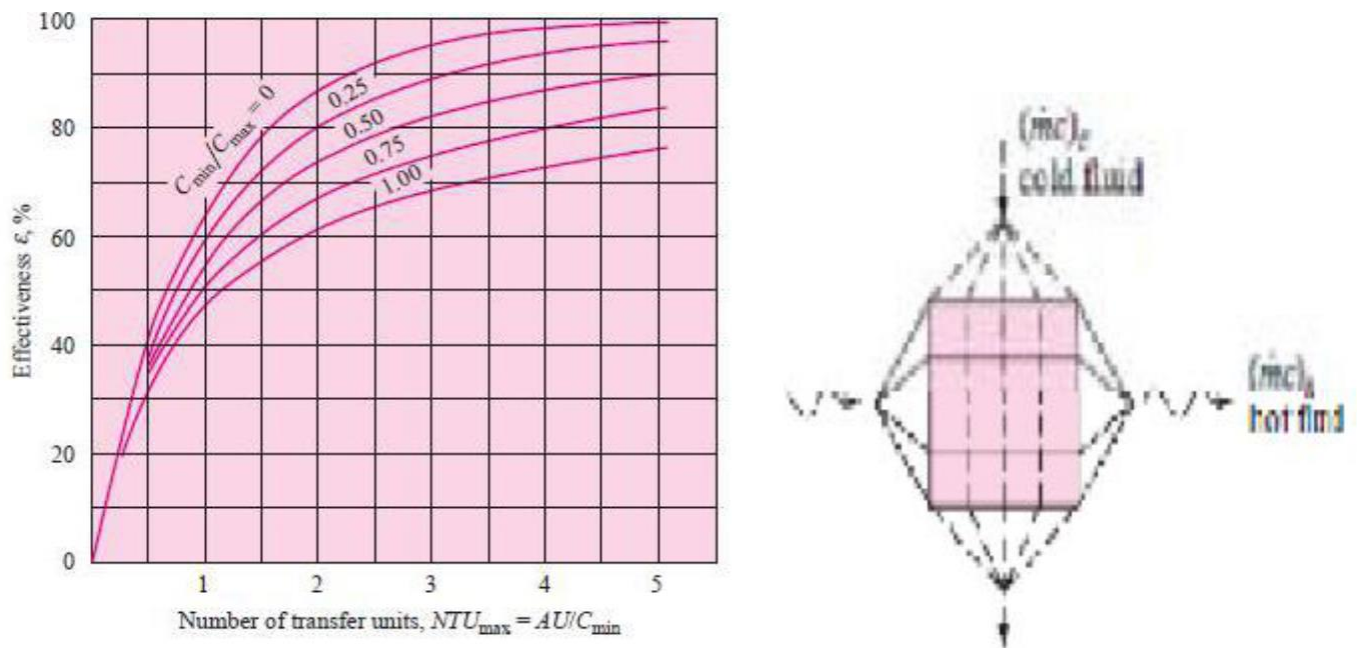


Figure III-6: Efficacités de l'échangeur à courant croisé avec un fluide non brassé [6].

6.2. Calcul des coefficients d'échanges de chaleur :

a) Calcul du coefficient d'échange globale K : [12]

Le coefficient d'échange à travers les parois du radiateur peut être pris sous cette forme :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + \frac{1}{h_3}} \dots\dots\dots (III.9)$$

L'accumulation de particules apportées par le fluide en circulation, soit par dépôt de tartre ou bien des micro-organismes d'origine biologique, soit encore par apparition de corrosion sur la Surface d'échange provoque une apparition d'une résistance thermique supplémentaire due à cette encrassement que l'on notera Rc. Pratiquement, on distingue la résistance d'encrassement Rcc coté fluide chaud et Rcf cote fluide froid, la résistance totale pour une paroi plane est de la forme suivant :[6]

$$R_c = R_{cc} + R_{cf} \dots\dots\dots (III.10)$$

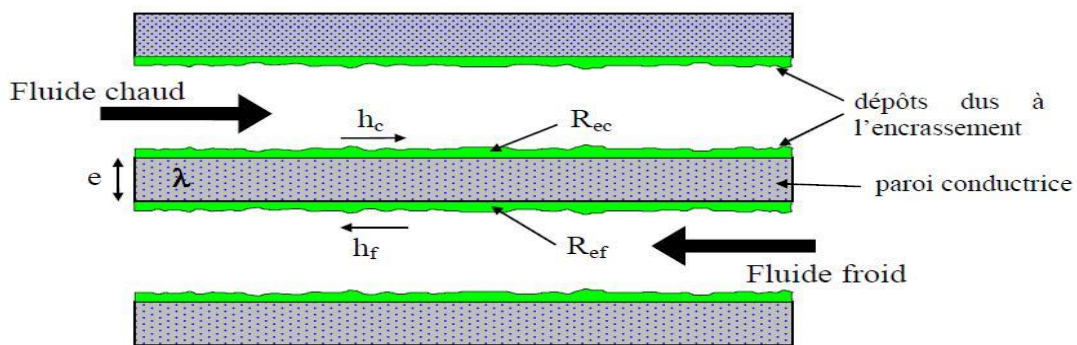


Figure III-7 :l'encrassement dans un échangeur.

Quelques ordres de grandeurs de résistances d'encrassement sont donnés à titre d'exemple dans le tableau suivant :

Fluides et conditions		Résistance d'encrassement (· /)
Eau de mer	(T<50°c)	1×10 ⁻⁴
Eau de mer	(T>50°c)	2×10 ⁻⁴
Eau de ville	(T<50°c)	2×10 ⁻⁴

Eau de ville (T>50°C)	3.5×10 ⁻⁴
Eau d'alimentation traitée pour chaudière	1×10 ⁻⁴
Eau de refroidissement moteur	1à2×10 ⁻⁴
Air industriel	4×10 ⁻⁴
Liquide réfrigérants	2×10 ⁻⁴
Fluide hydrauliques	2×10 ⁻⁴
Huile de lubrification de moteur	2×10 ⁻⁴
Fumées de combustible gazeux (propre)	2à5×10 ⁻⁴
Fumées de combustible lourd (fortement encrassant)	5à40×10 ⁻⁴

Figure III.8 : Valeurs usuelles de résistances d'encrassement.

Dans le cas de faible encrassement si l'un des deux fluides est un gaz, donc on néglige la résistance d'encrassement devant la résistance thermique due à la convection du gaz, Le flux de

$$\Phi = K \cdot S_t (T_c - T_f) \dots\dots\dots (III.11)$$

Avec
$$K = \frac{1}{\left[\frac{1}{h_i}\right] + \left[\Sigma\left(\frac{e_i}{\lambda_i}\right)\right] + \left[\frac{1}{h_e}\right] + R} \dots\dots\dots (III.12)$$

chaleur échanger peut s'écrit comme suit : Φ : Le flux de chaleur échangé (W)

K: Coefficient global de transfert thermique (W.m⁻².K-1)

hi : Coefficient d'échange convectif intérieur (W.m⁻².K-1)

he : Coefficient d'échange convectif extérieur (W.m⁻².K-1)

R: La résistance due à l'encrassement.

e_i : L'épaisseur des différents matériaux existants (mm)

λ_i : Conductivité thermique des différents matériaux existants (W.m⁻¹.K⁻¹)

b) Calcul du coefficient de transfert de chaleur interne coté eau h_i : [6]

Pour déterminé le coefficient convectif h_i , on introduit quatre nombres adimensionnels :

➤ **Le nombre de Reynolds :**

Le nombre de REYNOLDS est le rapport des forces d'inertie aux forces de viscosité donné par les formules suivantes : [15,7]

1-cas

du cylindre :

$$R_{eD} = \frac{V.D}{\nu} = \frac{\rho.V.D}{\mu} \dots\dots\dots (III.13)$$

ρ : Masse volumique en [Kg/m³].

μ : La viscosité dynamique en [Kg/m s].

ν : Viscosité cinématique en [m²/ s].

V : Vitesse moyenne du fluide en [m/ s].

D : c'est le diamètre de tube [m]

$$N_u = \frac{h_i.D_i}{\lambda} \dots\dots\dots (III.14)$$

D : représentes le diamètre [m]

h : représente le coefficient d'échange convectif [w . m⁻². K⁻²]

$$N_u = \frac{h_i.D_i}{\lambda} \dots\dots\dots (III.14)$$

D : représentes le diamètre [m]

h : représente le coefficient d'échange convectif [w . m⁻². K⁻²]

λ : conductivité thermique[w . m⁻¹. K⁻¹].

Les nombres de Nusselt : représente l'échange thermique

➤ **Le nombre de Prandtl : [6,15]**

C'est le rapport de la diffusivité de la matière à la diffusivité thermique donner par :

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda} \dots\dots\dots (III.15)$$

C_p : Chaleur massique en [j/kg .k].

λ : Conductivité thermique en [w/m. k].

Prandtl : représente les propriétés thermiques du liquide

➤ **Le rapport $\frac{x}{D_i}$**

C'est le terme représentatif des effets de bord ; il n'intervient donc plus quand on est suffisamment loin d'une des extrémités du tube. [6]

-Une fois le nombre de Nusselt est calculé, le coefficient convectif h_i est déduit à partir de l'équation de nombre de Prandtl [6]

$$h_i = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_i} \dots\dots\dots (III.16)$$

h_i : Le coefficient d'échange convectif intérieur en [w/m². k].

c) Calcul du coefficient de transfert de chaleur externe coté air h_e : [6]

$$h_e = \frac{Nu \lambda_{air}}{D_h} \dots\dots\dots (III.17)$$

d) Calcul les températures de sorties de l'air et de l'eau :

➤ **Température de sortie de l'air (fluide froid) :**

$$T_{fs} = T_{fe} + \frac{\phi}{\dot{m}_f \cdot C_{pf}} \dots\dots\dots (III.18)$$

➤ **Température de sortie d'eau (fluide chaud) :**

$$T_{CS} = T_{ce} - \frac{\phi}{\dot{m}_c \cdot C_{p_c}} \dots\dots\dots (III.19)$$

7. La modélisation d'un échangeur a courant croisée : [14].

La procédure de calcul des paramètres de sortie du modèle, Se présenter sous forme d'organigramme Pour ce faire, on fait appel à la méthode NUT.

7.1. Modèle de l'échangeur :

L'échangeur qu'on va étudier, est un échangeur a courant croisé (radiateur) qui est constitué de 8 rangées à (34) tubes rectangulaires, avec des ailettes continues en aluminium. Les dimensions externes de cet échangeur (longueur *Lai*, largeur *X*, hauteur *H*, pas entre deux ailettes successive *p*) sont illustrées dans la figure suivante :

Lai=695mm ; *H*=510mm ;

X=150mm ; *p*=5mm ;

Diamètres intérieur des tubes = diamètre hydraulique

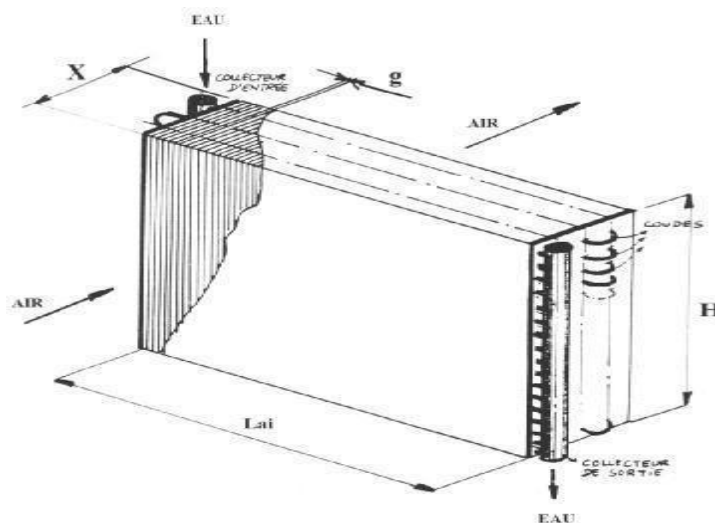


Figure III.9 : Schéma descriptif d'un échangeur à courant croisé

7.2. configuration de l'écoulement étudié : [8]

La configuration de l'écoulement étudié où le fluide extérieur est l'air qui arrive avec une vitesse v_{air} sur la paroi des tubes qui sont arrangés en quinconces (voir figure III-10). A l'intérieur des tubes, l'eau s'écoule avec vitesse v_{eau} . Cette configuration permet d'obtenir un bon échange de chaleur avec un minimum de surface d'échange.

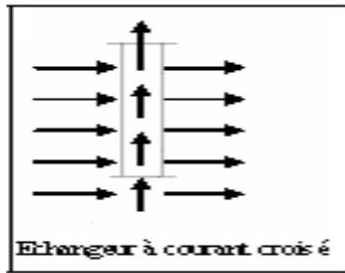


Figure III.10 : Schéma représentatif d'un échangeur a courant croisée.

7.3. Algorithme de calcul avec la méthode DTLM :

Nous présenterons les différentes démarches à suivre pour déterminer les températures de sortie des fluides (chaud et froid) par la méthode des DTLM.

Données du constructeur.



Propriétés thermo physiques des fluides :

- Température de référence de l'air et de l'eau
- Propriétés thermo physiques de l'air
- Propriétés thermo physiques de l'eau



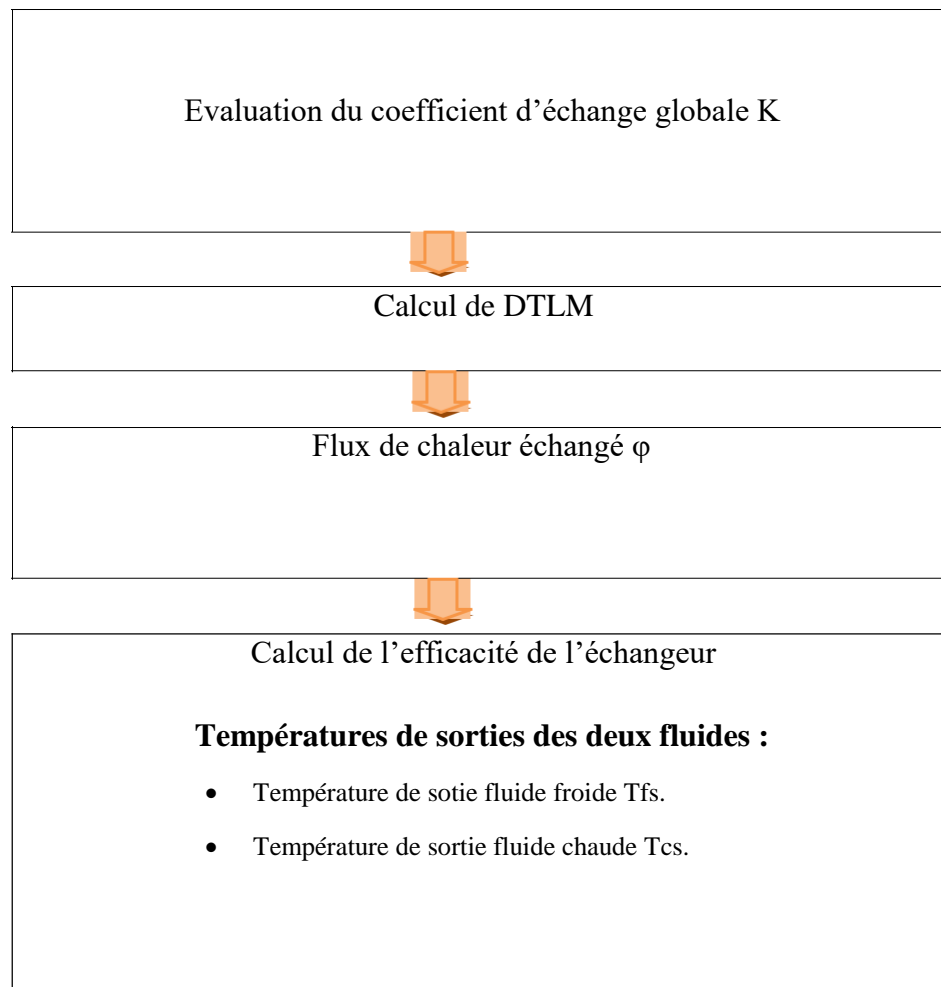
Evaluations des deux coefficients d'échange convectif :

- .Evaluation du coefficient d'échange externe coté air h_e
- évaluation du coefficient d'échange interne coté eau h_i



Facteur de déséquilibre R.





FigureIII.11 :Algorithme de calcul avec la méthode de DTLM

7.4. caractéristique de notre échangeur :

a) données de constructeur :

Il s'agit des différentes caractéristiques de l'échangeur considéré telle que :

- La longueur de l'échangeur : L
- La largeur de l'échangeur : X
- La hauteur de l'échangeur : H
- Nombre de tubes totaux : Nt
- Nombre de rangs : Nr
- Diamètres des tubes : D_h
- Epaisseur d'ailette : e
- Pas entre les ailettes : p
- Les dimensions d'une ailette (largeur, hauteur) : X, H
- Entre axes des tubes (transversal, longitudinal) : l, j

b) Propriétés thermo physiques des fluides : [6]

➤ **La température moyenne :**

Le traitement des problèmes d'écoulement avec couplage thermique, et l'évaluation des flux thermique nécessite une intervention de nombreuses caractéristiques thermo physiques des fluides tel que ρ, μ, λ, C_p et des équations des quantités de mouvement et d'énergie tenant compte des lois de variations $\rho(T), \mu(T)$...etc. , cependant le travail avec une échelle globale qui tient compte des grandeurs moyenne donne aussi des résultats satisfaisants cela revient à adopter, de façon plus ou moins conventionnelle , une température de référence à laquelle seront évaluées les caractéristiques thermo physique des fluides mis en jeu.

Le choix de cette référence a un impact d'autant plus significatif que les fluides sont davantage thermo dépendants, ou que les gradients de températures (c'est-à-dire les flux thermiques) sont plus élevés. La question est malheureusement parfois un peu embrouillée, il est important de dégager des options logiques. Habituellement les schémas opératoires retenus, consistent à considérer comme référence :

$$T = \frac{T_e + T_s}{2} \dots\dots\dots (III.20)$$

- La température de film :

$$T = \frac{T_p + T_\infty}{2} = \frac{T_p + T_m}{2} \dots\dots\dots (III.21)$$

Où :

- T_m : Température moyenne
- T_e : Température d'entrée d'eau
- T_s : Température de sortie d'eau
- T_∞ : Température loin de la paroi
- T_p : Température de la paroi

• Propriétés thermophysiques de l'eau : [6]

Ces propriétés sont évaluées à une température de référence moyenne de l'eau (T_{me})

$$\mu_e = (0.002 T_{me}^2 - 0.3389 T_{me} + 17.199)10^{-4} \dots\dots\dots (III.22)$$

$$\lambda_e = -10^{-5} T_{me}^2 + 0.0022 T_{me} + 0.5589 \dots\dots\dots (III.23)$$

$$\rho_e = -0.0034 T_{me}^2 - 0.093 T_{me} + 1001.4 \dots\dots\dots (III.24)$$

• **Propriétés thermophysiques de l'air : [6]**

Ces propriétés sont évaluées à une température film (T_{fa}) de l'air

$$\mu_a = (0.0046 T_{fa} + 1.8343) \cdot 10^{-5} \dots\dots\dots \text{(III.25)}$$

$$C_{p_a} = 0.0004 T_{fa}^2 + 0.0274 T_{fa} + 1004 \dots\dots\dots \text{(III.26)}$$

$$\lambda_a = -3.10^{-8} T_{fa}^2 + 7.10^{-5} T_{fa} + 0.024 \dots\dots\dots \text{(III.27)}$$

$$\rho_a = 10^{-5} T_{fa}^2 - 0.0045 T_{fa} + 1.2912 \dots\dots\dots \text{(III.28)}$$

c) Evaluation des coefficients d'échange :

➤ **Evaluation du coefficient d'échange convectif interne (hi) du coté eau :**

On a vu précédemment que le coefficient d'échange convectif h_i est en fonction de nombre de Nusselt (équation III.37), ce nombre adimensionnel est calculé à partir des corrélations spécifiques pour chaque régime d'écoulement, défini par le nombre adimensionnel de Reynolds (qui est le rapport entre les forces d'inertie et les forces de viscosité). Il est donné par la relation suivante :

$$Re = \frac{\rho_e \cdot v_e \cdot D_h}{\mu_e} = \frac{\dot{m}_e \cdot D_h}{\mu_e \cdot Sp} \dots\dots\dots \text{(III.29)}$$

où

D_h : est le diamètre hydraulique.

$$D_h = \frac{4 \cdot Sp}{P} \dots\dots\dots \text{(III.30)}$$

Sp : c'est la section de passage de fluide

P : périmètre mouillé par le fluide.

$$P = 2(x+y) N_{tr} \cdot N_r \dots\dots\dots \text{(III.31)}$$

Ce qui conduit à

$$Re = \frac{2 \dot{m}_e}{(x+y) N_{tr} \cdot N_r \cdot \mu_e} \dots\dots\dots \text{(III.32)}$$

Sachant que :

N_{tr} : c'est le nombre de tube par rang.

N_r : c'est le nombre de ranger.

$$N_{tr} = \frac{H}{l} \dots\dots\dots \text{(III.33)}$$

l : Entre axes des tubes suivant la hauteur.

H : c'est la hauteur de l'échangeur

*Pour les deux régimes d'écoulement transitoire et turbulent le coefficient d'échange par convection à l'intérieur des tubes est évalué par la corrélation de GNIELINSKI suivante : [18]

$$N_{us} = \left(\frac{\Omega}{8}\right) \frac{(Re-1000)Pr}{1+12.7 \left(\frac{\Omega}{8}\right)^{0.5} (Pr^{2/3}-1)} \left(1 + \left(\frac{D_i}{L}\right)^{2/3}\right) \dots\dots\dots (III.34)$$

Cette corrélation est valable pour les cas suivants :

$$0.6 < Pr < 2000$$

$$2300 < Re < 10^6$$

$$0 < D_h/L < 1$$

Ω :c'est le coefficient de frottement appelé le coefficient de DARCY.

Pour $2300 \leq Re \leq 10^5$ on applique la formule de **Blasius [2]**

$$\Omega = 0.3161 Re^{-0.25} \dots\dots\dots (III.35)$$

Pour $10^5 \leq Re \leq 10^6$ on applique la formule de **Herman [2]**

$$\Omega = 0.0054 + 0.3964 * Re^{-0.30}$$

Le nombre de Prandtl (le rapport de deux diffusivités « quantités de mouvement et thermique») est donné par la relation ci-contre :

$$Pr = \frac{\mu_e Cp_e}{\lambda_e} = \frac{\nu}{a} \dots\dots\dots (III.36)$$

Donc

$$h_i = \frac{N_{us} \lambda_e}{D_i} \dots\dots\dots (III.37)$$

μ_e : viscosité dynamique d'eau

Cp_e : Chaleur spécifique d'eau

ν : viscosité cinématique d'eau

a : Diffusivité thermique d'eau

➤ **Evaluation du coefficient d'échange convectif externe (he) coté air : [16]**

Le coefficient d'échange de chaleur par convection à l'extérieur des tubes **he** est calculé suivant l'arrangement des tubes dans le faisceau et suivant la géométrie du tube.

$$h_e = 0.29 \frac{\lambda_a}{D_e} Re^{0.633} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{Se}{Si}\right)^{-0.17} \dots\dots\dots (III.38)$$

Valable pour : $1000 < Re < 40000$; $4 < \frac{Se}{Si} < 34$

D_e : diamètre extérieur des tubes.

Re : Nombre de Reynolds.

Pr : Nombre de Prandtl

Se : Surface totale d'échange.

Si : Surface d'échange des tubes.

*Le nombre de Reynolds est calculé par la relation suivant :

$$Re_{ea} = \frac{V_{mR} \cdot Dh'}{v_a} = \frac{\rho_a \cdot V_{max} \cdot Dh'}{\mu_a} \dots\dots\dots (III.39)$$

Avec :

Dh' : Diamètre hydraulique coté fluide secondaire (air) donnée par la relation suivant :

$$Dh' = \frac{4 \cdot V_l}{S_{Frot}} \dots\dots\dots (III.40)$$

V_l : Volume libre laissé à l'écoulement du fluide secondaire (air).

$$V_l = V_T - V_{tub} - V_{ail} \dots\dots\dots (III.41)$$

V_l : Volume libre laissé à l'écoulement du fluide secondaire.

V_T : Volume totale de l'échangeur.

V_{tub} : Volume occupé par les tubes.

V_{ai} : Volume occupé par les ailettes.

$$V_T = L \cdot X \cdot H \dots\dots\dots (III.42)$$

$$V_{tub} = x \cdot y \cdot L \cdot N_t \dots\dots\dots (III.43)$$

x : c'est la largeur du tube.

y : c'est l'épaisseur du tube.

X : la largeur de l'échangeur.

H : c'est la hauteur de l'échangeur.

L : c'est la longueur de l'échangeur.

$$V_{ai} = (H \cdot X \cdot e - x \cdot y \cdot e \cdot N_t) \cdot N_{ai} \dots\dots\dots \text{(III44)}$$

$$V_l = H \cdot X \cdot (L - e \cdot N_{ai}) - x \cdot y \cdot N_t \cdot (L - e \cdot N_{ai}) \dots\dots\dots \text{(III45)}$$

e : épaisseur d'une ailette.

S_{Frot} : Surface de frottement « mouillée » par le fluide dans le volume libre V_l et cette surface est équivalente à celle d'échange externe S_e :

$$S_{Frot} = S_e = 2(x+y) N_t [L - e \cdot N_{ai}] + 2 \cdot N_{ai} (X \cdot H - x \cdot y \cdot N_t) \dots\dots\dots \text{(III46)}$$

En remplace S_{Frot} et V_l dans l'équation * on obtiendra la formule suivante :

$$Dh' = \frac{2[H \cdot X \cdot (L - e \cdot N_{ai}) - x \cdot y \cdot N_t \cdot (L - e \cdot N_{ai})]}{[(x+y) N_t [L - e \cdot N_{ai}] + N_{ai} (X \cdot H - x \cdot y \cdot N_t)]} \dots\dots\dots \text{(III47)}$$

V_{mR} : vitesse maximale de l'air dans l'échangeur compacte est évolue par l'équation suivante :

$$V_{mR} = \frac{\dot{m}_a}{(\rho_a \cdot (L - (e \cdot N_{ai})) \cdot (j - y) \cdot N_{tr})} \dots\dots\dots \text{(III48)}$$

e : épaisseur des ailettes continues.

\dot{m}_a : Débit massique de l'air

**calcule le nombre de Prandtl :

$$Pr = \frac{\mu_a \cdot C_{pa}}{\lambda_a} \dots\dots\dots \text{(III.49)}$$

μ_a : C'est la viscosité dynamique de l'air

λ_a : C'est la conductivité thermique de l'air

C_{pa} : C'est la chaleur spécifique de l'air

➤ **Evaluation de coefficient d'échange globale K :**

Après avoir évalué les différentes valeurs moyennes des coefficients d'échange convectif interne (entre l'eau et la surface d'échange interne des tubes) et externe (entre l'air et la surface d'échange externe), on peut calculer la valeur du coefficient global d'échange K relatif à l'ensemble de

l'échangeur (entre l'eau et l'air). La valeur du coefficient d'échange global K pour un échangeur compact est donnée par la corrélation suivante :

$$K = \frac{1}{\frac{S_e}{S_i} \left(\frac{1}{h_i} + \frac{e_t}{\lambda_t} \right) + \frac{1}{h_e [1 - \frac{S_a}{S_e} (1 - \eta_G)]}} \dots\dots\dots (III.50)$$

Tenant compte de l'encrassement et en négligeant la valeur représentante la paroi du tube ($\frac{e_t}{\lambda_t}$) le coefficient d'échange globale est de la forme suivant :

$$K = \frac{1}{\frac{S_e}{S_i} \left(\frac{1}{h_i} \right) + \frac{1}{h_e [1 - \frac{S_a}{S_e} (1 - \eta_G)]} + R_c} \dots\dots\dots (III.51)$$

R_c : Résistance d'encrassement donnée par le tableau précédent

η_G : Efficacité globale d'ailettes de l'échangeur.

S_e : surface totale d'échange externe (surface des tubes+surface nettes des ailettes) donnée par l'équation (III.46).

S_i : surface totale d'échange interne calculée par :

$$S_i = 2 \cdot (x+y) \cdot L \cdot N_t \dots\dots\dots (III.52)$$

S_a : Surface totale des ailettes

$$S_a = (X \cdot H - x \cdot y \cdot N_t) \cdot 2 \cdot N_{ai} \dots\dots\dots (III.53)$$

8. Efficacité globale d'ailettes continues constituant un échangeur compact :[14].

L'efficacité globale de ces ailettes est évaluée par la relation suivante :

$$\eta_G = \eta \left(\frac{\psi_o}{C_o} + \frac{\psi_1}{C_1} + \frac{\psi_1}{C_1} \right) \dots\dots\dots (III.54)$$

η : c'est l'efficacité de l'ailette transversale circulaire équivalente a une ailette continue, cette efficacité est donnée par abaque de la figure (III.12)

*Schéma représentatif efficacité des ailettes transversale circulaire a une ailette continue lisse sans effet de bord [14].

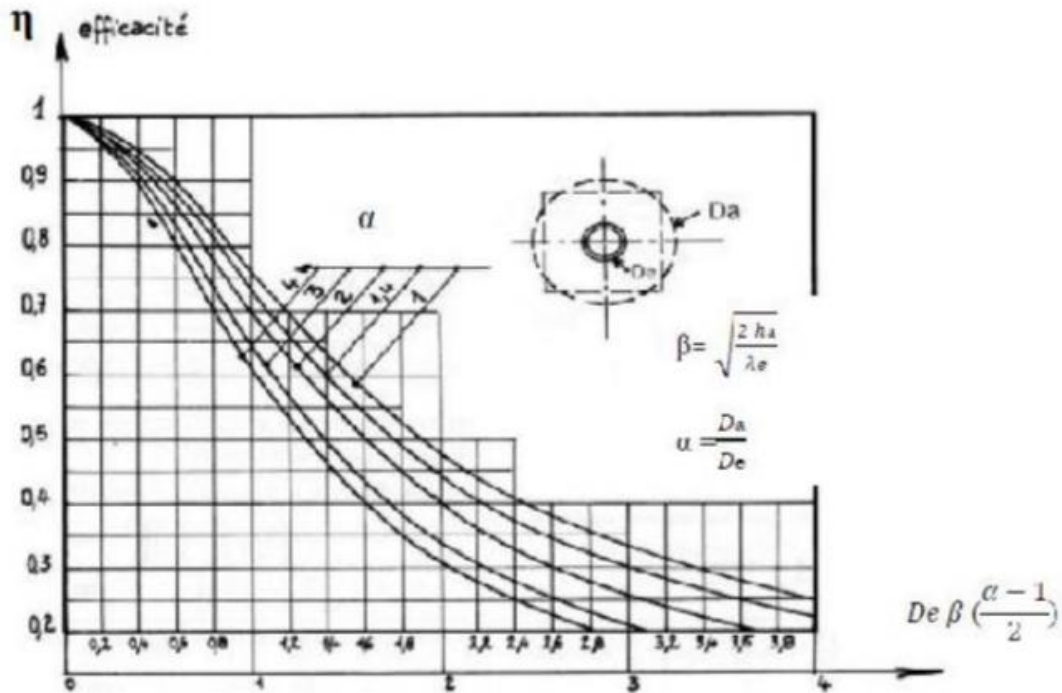


Figure III.12 efficacité des ailettes transversales circulaires équivalentes à une ailette continue lisse sans effet de bord.

$$B = \sqrt{\frac{2he}{\lambda_e}} \quad (\text{paramètres des ailettes}) \quad [m^{-1}]$$

h_e : Coefficient d'échange convectif du côté air

$$\alpha = \frac{D_a}{D_e} \quad (\text{rapport sans dimension})$$

ψ_0, ψ_1, ψ_2 rapport des ailettes a « condition de contour » variable au nombre d'ailettes équivalente transversales totales données par le tableau qui donne le facteur correctif F pour des $Nr \leq 10$

C_0, C_1, C_2 : correctifs de calcul en fonction des conditions de contour des ailettes équivalentes

8.1. Effet de bord et conditions de contour : [6].

La valeur trouvée pour l'efficacité η (abaque dans la figure III.12) est particulièrement valable pour les ailettes transversales entourant les tubes dans le centre de l'ailette continue. En effet comme nous pouvons le voir sur la (Figure III.13), les isothermes réelles sont pratiquement identiques sur les ailettes n'ayant aucun « bord ».

Une ailette continue peut se décomposer en trois types d'ailettes transversales :

- Ailettes « centrales » n'ayant aucun bord (type 3).
- Ailettes ayant un bord (type 4 et 2).

- Ailettes ayant deux bords (angles : type 1).

Ces trois types entraînent des déformations plus au moins importantes des isothermes, et des correctifs doivent être inclus dans le calcul de l'efficacité globale ; calculée à partir de l'efficacité η de l'ailette circulaire transversale équivalente.

Le problème des correctifs a été analysé, pour en tirer des expressions simplifiées et Applicables pratiquement. Comme nous allons le voir ci-après :

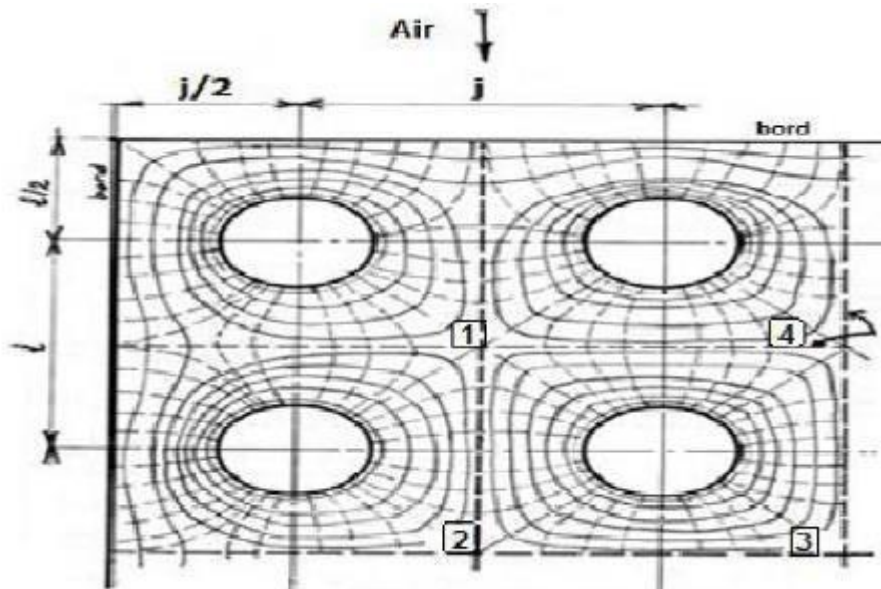


Figure III.13 : répartition réelle des isothermes dans une ailette continue.

8.2. Analyse de contour : [14]

- Le nombre d'ailettes totales transversales équivalentes sera égal au nombre de tubes N_t :

$$N_t = N_r \cdot N_{tr} \dots\dots\dots (III.55)$$

-Le nombre d'ailette ayant aucun bord (type 3) sera égale à :

$$N_r \cdot N_{tr} - 2(N_r + N_{tr}) - 4 \dots\dots\dots (III.56)$$

- Le nombre d'ailette ayant un bord (type 4 et 2) sera égale à :

$$2(N_r + N_{tr}) - 8 \dots\dots\dots (III.57)$$

- Le nombre d'ailette ayant deux bords (type 1) : angles, sera égal à :

4. Ces valeurs entraînent les rapports suivants :

$$\psi_0 = \frac{\text{Nombre d'ailettes "sans bord"}}{\text{Nombre totale des ailettes}} = 1 - \frac{2(N_r + N_{tr})}{N_r N_{tr}} + \frac{4}{N_r N_t} \dots\dots\dots (III.58)$$

$$\psi_1 = \frac{\text{Nombre d'ailettes à "1 bord"}}{\text{Nombre totale des ailettes}} = \frac{2(N_r + N_{tr}) - 8}{N_r N_{tr}} \dots\dots\dots (III.59)$$

$$\Psi_2 = \frac{\text{Nombre d'ailettes à "2 bord"}}{\text{Nombre totale des ailettes}} = \frac{4}{NrNtr} \dots\dots\dots \text{(III.60)}$$

La somme de ces rapports étant bien égale a « 1 »

Connaissant le nombre de tubes par rang Ntr, on peut dresser le tableau suivant :

Formule	Coefficients ψ	Nombre de rangs N_r							
		1	2	3	4	5	6	7	8
(III.58)	Ψ_0			0.314	0.470	0.564	0.627	0.672	0.706
(III.59)	Ψ_1		0.941	0.647	0.50	0.412	0.353	0.311	0.279
(III.60)	Ψ_2	0.11	0.059	0.039	0.03	0.024	0.020	0.017	0.015
(*)	Ψ_3	0.89							
	Somme des ψ	1	1	1	1	1	1	1	1

(*) cas spécial pour un (1) rang : ailettes à trois(3) bord libres

Figure III.14 : Tableau de Rapport ψ en fonction du « Nr »

8.3. Correctifs tenant compte de la déformation des isothermes sur les bords (effet de contour) : [14].

$$\varepsilon = \frac{l}{j} \dots\dots\dots \text{(III.61)}$$

Les valeurs des correctifs sont approximatives et valables j

alignés ou quinconces, en reprenant la valeur du rapport : $\varepsilon = \frac{l}{j} \dots\dots\dots \text{(III.61)}$

l : distance entre axes des tubes suivant la hauteur

j : distance entre axes des tubes suivant la largeur (sens de l'écoulement)

j = X/Nr.

C_0 : Correctif pour les ailettes « sans bord » : $C_0 \cong 1 \dots\dots\dots \text{(III.62)}$

C_1 : correctif pour les ailettes avec « 1 bord » : $C_1 \cong 1 + 0.5 \left[\frac{he}{\lambda} \left(\frac{\varepsilon^2 + 1}{\varepsilon} \right) \right]^{1/4} \dots\dots\dots \text{(III.63)}$

C_2 : correctif pour les ailettes avec « 2 bords » : $C_2 \cong 1 + 0.3 \left[\frac{he}{\lambda} (\varepsilon + 1) \right]^{1/3} \dots\dots\dots \text{(III.64)}$

Formule	Coefficient	Pas des ailettes « p » en (mm)					
		2	3	4	5	6	Moyenne pondérer des coefficients C ₀ , C ₁ , C ₂
(III.62)	C ₀	1	1	1	1	1	1
(III.63)	C ₁	3.974	3.718	3.313	3.313	3.313	3.52
(III.64)	C ₂	3.490	3.265	2.909	2.909	2.909	3.09

Figure III.15 : Tableau représente le correctif C en fonction de pas « p ».

9. la méthode de NUT

➤ **Le facteur de déséquilibre R**

Le facteur R adimensionnel est donné par la relation suivante :

$$R = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \dots\dots\dots(III.65)$$

➤ **Calcul le nombre d'unités de transfère :**

Le nombre du NUT est calculé par la corrélation suivante :

$$NUT = \frac{K.S}{C_{\min}} \dots\dots\dots(III.66)$$

➤ **calcul l'efficacité de l'échangeur :**

Avec la méthode de NUT

L'efficacité de l'échangeur compact à courant croisée deus fluides non brassé est de la forme suivante :

$$E = 1 - \exp \left\{ \frac{NUT^{0.22}}{R} [\exp(-R NUT^{0.78}) - 1] \right\} \dots\dots\dots(III.67)$$

➤ **Calcul de la puissance :**

Le flux de chaleur maximal échangé par l'échangeur de chaleur est :

$$\phi_{\max} = C_{\min} (T_{ce} - T_{fe}) \dots\dots\dots (III.68)$$

Le flux réel échangé par l'échangeur est déduit par la relation suivante :

$$\phi = E \cdot \phi_{\max} \dots\dots\dots (III.69)$$

Avec la méthode de DTLM

*La différence logarithmique moyenne des températures est calculée par la relation suivante :

$$DTLM = [(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})] / \text{Log} [(T_{ce} - T_{fs}) / (T_{cs} - T_{fe})] \dots\dots\dots (III.70)$$

➤ **Calcule l'efficacité de l'échangeur avec la méthode de DTLM**

$$E = \frac{\dot{m}_c \cdot C_{pc} \cdot (T_{ce} - T_{cs})}{(\dot{m} \cdot C_p)_{\min} \cdot (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{\dot{m}_f \cdot C_{pf} \cdot (T_{fs} - T_{fe})}{(\dot{m} \cdot C_p)_{\min} \cdot (T_{ce} - T_{fe})} \dots\dots\dots (III.71)$$

➤ **Calcule de la puissance avec la méthode de DTLM :**

$$\phi = K \cdot S \cdot DTLM = -\dot{m}_c \cdot C_{pc} \cdot (T_{cs} - T_{ce}) = \dot{m}_f \cdot C_{pf} \cdot (T_{fs} - T_{fe}) \dots\dots\dots (III.72)$$

10. Calcul de la puissance maximale :

Le flux de chaleur maximal échangé par l'échangeur de chaleur est :

$$\phi_{\max} = \frac{\phi}{E} \dots\dots\dots (III.73)$$

11. Calcul les températures de sortie des deux fluides :

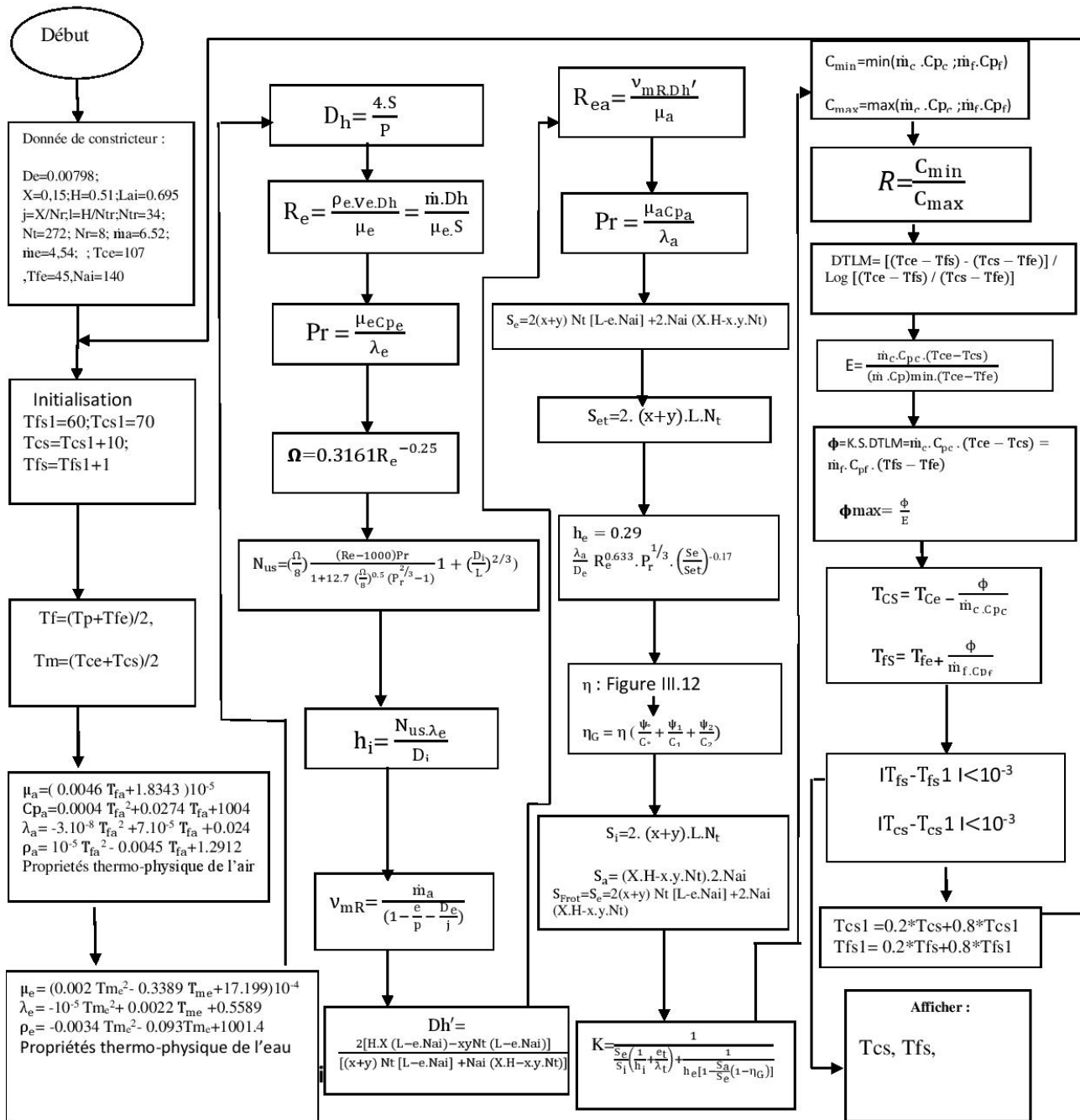
-la température de sortie de fluide froid (air) donnée par l'équation suivante :

$$T_{fs} = T_{fe} + \frac{\phi}{\dot{m}_f \cdot C_{pf}} \dots\dots\dots (III.74)$$

-la température de sortie de fluide chaud (eau) donnée par l'équation suivante :

$$T_{cs} = T_{ce} - \frac{\phi}{\dot{m}_c \cdot C_{pc}} \dots\dots\dots (III.75)$$

12. l'organigramme de calcul : Le programme détaillé de calcul des températures de sorties de l'air et de l'eau se présente dans l'organigramme suivant : **Figure III.16**



13. Interprétation des graphes :

a) Influence de débit d'eau sur la température de sortie eau et air :

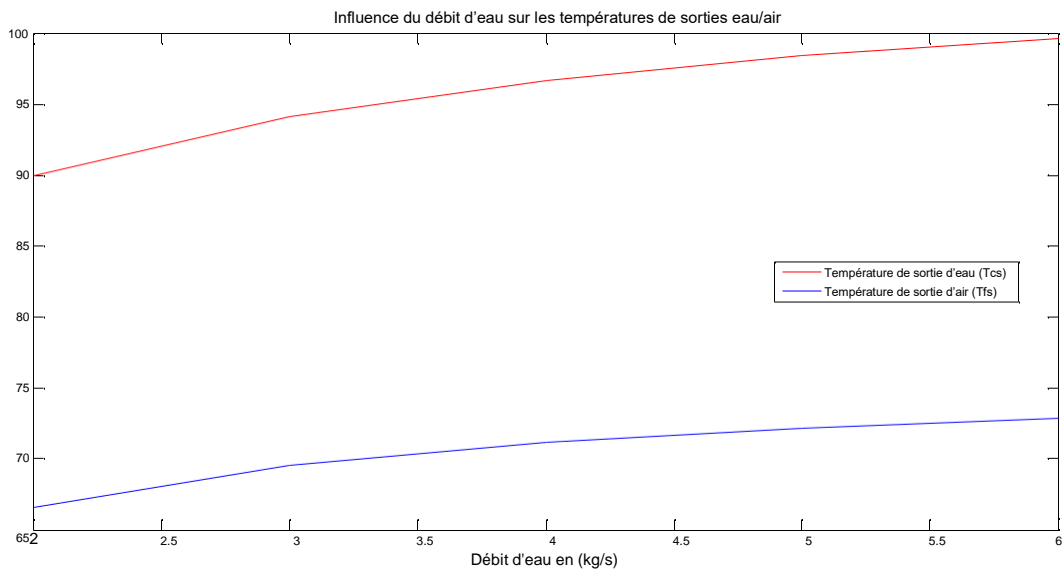


Figure III.17 : Evolution des températures d'eau et d'air en fonction de débit d'eau pour ($T_{ce}=107^{\circ}\text{C}$, $T_{fe}=45^{\circ}\text{C}$, $m_a=6.52\text{kg/s}$).

D'après cette figure pour un débit d'air constant on remarque que les deux températures de sorties d'eau et d'air augmente avec l'augmentation de débit d'eau à l'entrée de radiateur, ce qui signifie que la quantité de chaleur extraite avec ce débit d'air est moins importante lors de la variation du régime de fonctionnement du moteur.

b) L'influence de débit d'air sur la température de sortie eau et air :

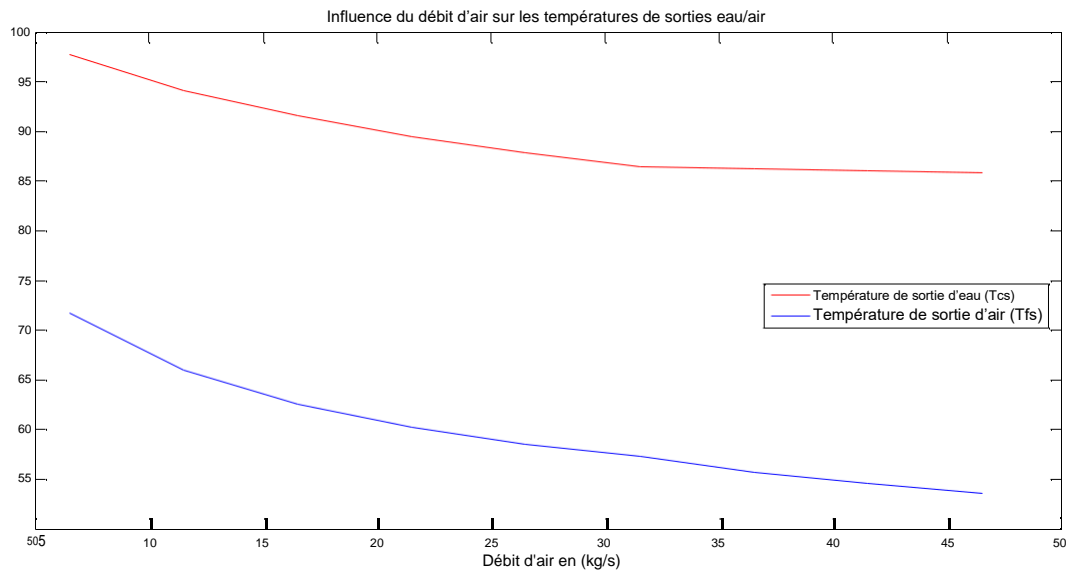


Figure III.18 : Evolution des températures de sorties d'eau et d'air en fonction de débit d'air, Pour ($T_{ce}=107^{\circ}\text{C}$, $T_{fe}=45^{\circ}\text{C}$, $m_e=4.54\text{kg/s}$)

D'après cette figure pour un débit d'eau constant on remarque que les deux températures de sorties d'eau et d'air diminuent avec l'augmentation de débit d'air à l'entrée de radiateur, ce qui signifie que la quantité de chaleur extraite pour les différentes vitesses de rotation du ventilateur est plus importante lors de stagnation de régime de fonctionnement du moteur.

c) Influence de la température entrée eau sur la température de sortie eau et air:

Influence de la température d'entrée d'eau sur les températures de sorties eau/air

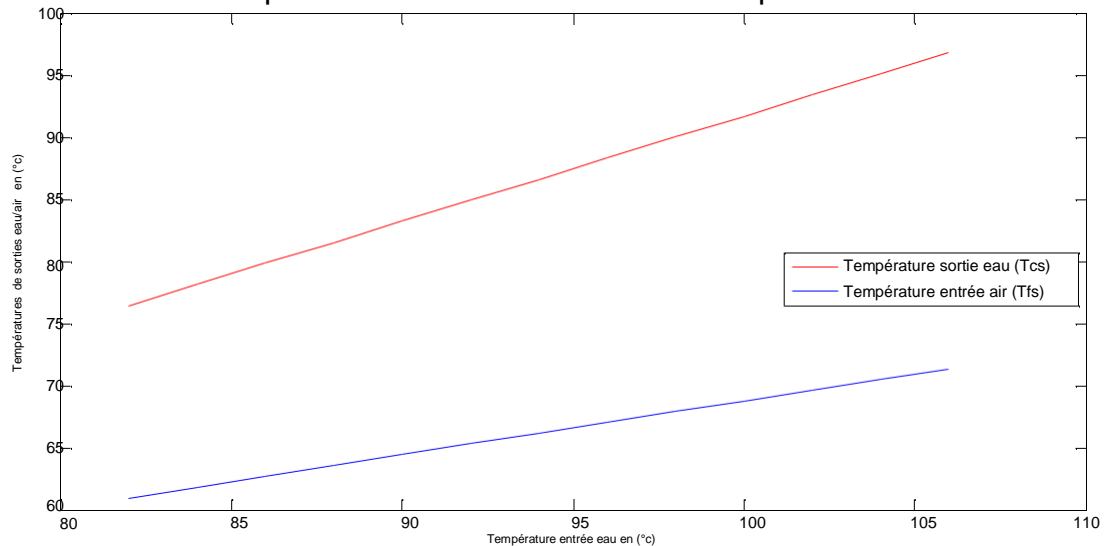


Figure III.19 : Evolution des températures de sortie d'eau et d'air en fonction de la température entrée eau pour ($T_{fe}=45^{\circ}\text{C}$, $m_e=45\text{kg/s}$, $m_a=6.52\text{kg/s}$).

D'après cette figure on remarque que les deux températures de sorties d'eau et d'air augmentent avec l'augmentation de la température entrée eau, ce qui signifie que la quantité de chaleur dissipée vers l'air est moins importante que celle remplacée par l'eau à l'entrée de radiateur. Donc la variation de la température d'entrée eau a une influence sur les deux températures de sortie eau et air donc une influence directe sur le refroidissement de moteur.

D'après cette figure on remarque que les deux températures de sortie augmentent avec l'augmentation de la température d'air à l'entrée radiateur. Ce que signifie que les calorie de chaleur absorbée par l'air de milieu extérieur est moins important lorsque sa température est supérieur à 45°C (la température maximale recommander pour une bonne efficacité de l'échangeur) ce qui permet à l'eau d'élevée sa température à la sortie de radiateur, donc la température de milieu extérieur a une influence très important sur les deux températures de sortie des deux fluides en générale est sur le refroidissement de moteur en particulier.

14. Conclusion :

Les résultats de cette étude constituent un apport important pour l'enrichissement des connaissances et des travaux de recherche sur les échangeurs compacts et le refroidissement automobile.

Le calcul de ce modèle d'échangeur repose sur les données géométriques, les débits des fluides caloporteurs, les températures d'entrées et les conditions de fonctionnement du système auquel il appartient.

Les températures de sortie des deux fluides (chaud et froid) varient en fonction de leurs débits à l'entrée de l'échangeur tel que, ces températures augmentent avec l'augmentation du débit d'eau à l'entrée et inversement proportionnel avec le débit d'air traversant l'échangeur.

Ainsi, les températures d'entrées des deux fluides, influent sur celles de sorties. L'échauffement du moteur entraine l'élévation de la température de l'eau de refroidissement, donc du fluide chaude à l'entrée du radiateur et pour les débits d'eau et air constants, la température de sortie d'eau dans le radiateur augmente avec celle de l'entrée.

De même pour la température d'air à l'entrée de l'échangeur, en saison d'été la température d'air augmente donc un refroidissement moins et alors des températures de sortie élevées.

Conclusion générale

Au terme de ce travail, nous avons traité les échanges de chaleur qui ont lieu entre les deux fluides (eau, air) dans le radiateur dans le cas le plus défavorable ou le véhicule est à l'arrêt, le ventilateur marche en première vitesse 500 tr/mn

Nous avons constaté que la variation de la température d'eau à la sortie de l'échangeur est proportionnelle à la variation de débit d'eau, de sa température est de la température d'air à l'entrée de radiateur

On a aussi remarqué que la variation de la température de fluide caloporteur à la sortie est inversement proportionnelle au débit d'air à l'entrée.

Ceci n'est possible qu'à travers des bilans thermique pour les éléments de l'échangeur et d'élaborer un programme de calcul sous environnement **EXCAL** pour évaluer localement les températures de l'eau à la sortie du radiateur.

Les résultats obtenus mettent en évidence l'évolution de la température de sortie d'eau, ainsi que l'influence des paramètres d'entrées (débit eau, débit air, température entrée eau et air sur le refroidissement du fluide caloporteur.

A partir de ces résultats qu'on a pu caractériser notre échangeur.

L'expression du coefficient d'échange globale K d'un échangeur compact à courant croisés se compose des coefficients d'échange convectif de chaque coté de la paroi (h_i, h_e), du coefficient de conduction et d'autres paramètres .

Analyse :

Les températures du fluide primaire (eau), de la surface des tubes, des ailettes, du fluide secondaire (air) varient en tout point de l'échangeur.

Considérons un morceau d'échangeur suffisamment petit pour considérer que les températures des fluides y sont constantes.

Soit :

t : la température de l'air

T_p : la température de surface du tube

T_s : la température moyenne de la surface de l'ailette entourant le tube.

La puissance thermique échangée par la surface externe du tube est :

$$d_{t} = h_e \cdot d_{sp} \cdot (T_p - t) \dots\dots\dots (A.1)$$

Celle échangée par les ailettes seules par:

$$d_s = h_e \cdot d_{ss} \cdot (T_s - t) \dots\dots\dots (A.2)$$

donc la puissance totale échangée est :

$$d = h_e \cdot d_{sp} \cdot (T_p - t) + h_e \cdot d_{ss} \cdot (T_s - t) \dots\dots\dots (A.3)$$

la définition de l'efficacité de l'ailette symbolisée par η étant :

$$\eta = \frac{T_s - t}{T_p - t} \dots\dots\dots (A.4)$$

Alors :

$$(T_s - t) = \eta (T_p - t) \dots\dots\dots (A.5)$$

L'expression de la puissance totale échangée (A.3) devient:

$$d\phi = h_e \cdot [ds_p \cdot (T_p - t) + ds_s \cdot \eta (T_p - t)] \dots\dots\dots (A.6)$$

soit :

$$d\phi = h_e \cdot (T_p - t) \cdot [ds_p + ds_s \cdot \eta] \dots\dots\dots (A.7)$$

d'autre part:

$$ds_e = ds_s + ds_p \dots\dots\dots (A.8)$$

donc

$$d\phi = h_e \cdot (T_p - t) \cdot [ds_e + ds_s \cdot (1 - \eta)] \dots\dots\dots (A.9)$$

L'expression (A.9) représente la puissance thermique échangée entre la surface externe (tube+ ailette) et le fluide secondaire.

La chaleur échangée entre la surface interne du tube dsi et le fluide primaire est :

$$d\phi = h_i \cdot (T - T_p') \cdot ds_i \dots\dots\dots (A.10)$$

Cette chaleur se transmet par conduction à travers la paroi du tube pour être cédée ensuite au fluide secondaire :

$$d\phi = \frac{\lambda_T}{e_t} (T_p' - T_p) ds_m \dots\dots\dots (A.11)$$

ds_m: la moyenne logarithmique entre dsi et dsp

λ_T : la conductivité thermique de tube

e_t : L'épaisseur de tube

La valeur de l'écart total des températures entre les deux fluides, relatif au coefficient d'échange globale K est (T-t) qui peut s'écrire :

$$(T-t) = (T - T_p') + (T_p' - T_p) (T_p - t) \dots\dots\dots (A.12)$$

Les valeurs de ces partiels des températures, tirées des relations 9 10 11 ,permet d'écrire :

$$(T_p - T_p') = \frac{d\phi}{h_i \cdot d_{si}} \dots\dots\dots (A.13)$$

$$(T_p' - T_p) = \frac{d\phi \cdot e_t}{d_{sm} \cdot \lambda_T} \dots\dots\dots (A.14)$$

$$(T_p - t) = \frac{d\phi}{h_e \cdot [d_{se} - d_{ss} \cdot (1 - \eta)]} \dots\dots\dots (A.15)$$

d'où :

$$(T - t) = d\phi \left[\frac{1}{h_i \cdot d_{si}} + \frac{e_t}{d_{sm} \cdot \lambda_T} + \frac{1}{h_e \cdot [d_{se} - d_{ss} \cdot (1 - \eta)]} \right] \dots\dots\dots (A.16)$$

Le flux de chaleur global $d\phi$, échanger dans le morceau d'échangeur compact s'écrit :

$$d\phi = K \cdot d_{es} \cdot (T - t) \dots\dots\dots (A.17)$$

Cette expression comparée à celle c dessus B16 permet d'écrire :

$$d\phi = \frac{(T - t)}{\left[\frac{1}{h_i \cdot d_{si}} + \frac{e_t}{d_{sm} \cdot \lambda_T} + \frac{1}{h_e \cdot [d_{se} - d_{ss} \cdot (1 - \eta)]} \right]} \dots\dots\dots (A.18)$$

D'où

$$K = \left[\frac{1}{\left[\frac{1}{h_i \cdot d_{si}} + \frac{e_t}{d_{sm} \cdot \lambda_T} + \frac{1}{h_e \cdot [d_{se} - d_{ss} \cdot (1 - \eta)]} \right]} \right] \frac{1}{d_{se}} \dots\dots\dots (A.19)$$

Comme pratiquement $d_{sm} \approx d_{si}$, alors :

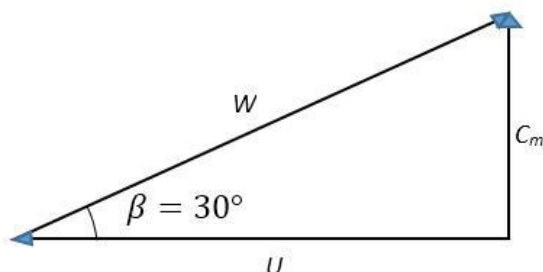
$$K = \frac{1}{\frac{d_{se}}{d_{si}} \left(\frac{1}{h_i} + \frac{e_t}{\lambda_T} \right) + \frac{1}{h_e \left[1 - \frac{d_{ss}}{d_{se}} (1 - \eta) \right]}} \dots\dots\dots (A.20)$$

Cette expression de k est établie pour la partie de l'échangeur considérée ou les températures sont supposées constantes. Pour l'ensemble de l'échangeur, de surface totale externe Se , le coefficient d'échange globale K a pour expression :

$$K = \left[\frac{1}{\frac{se}{si} \left(\frac{1}{h_i} + \frac{e_t}{\lambda_T} \right) + \frac{1}{h_e \left[1 - \frac{ss}{se} (1 - \eta) \right]}} \right] \dots\dots\dots (A.21)$$

Calcul de débit d'air

Au niveau du ventilateur nous avons conservation de débit d'air, donc le triangle des vitesses est :



Triangle des vitesses

➤ A partir du triangle des vitesses on a :

$$\tan \beta = \frac{C_m}{U} \dots\dots\dots (B.1)$$

D'où :

$$C_m = U \cdot \tan \beta \dots\dots\dots (B.2)$$

➤ relation de la vitesse tangentielle au niveau du moyeu :

$$U = \omega \cdot R_m = R_m (2\pi N / 60) \dots\dots\dots (B.3)$$

➤ donc le débit d'air est évalué par la relation suivante :

$$\dot{m}_a = \rho \cdot C_m \cdot \pi (R_p^2 - R_m^2) \dots\dots\dots (B.4)$$

: Angle que fait l'aube avec la direction tangentielle.

C_m : la vitesse débitante (m/s)

U : vitesse tangentielle de l'aube (m/s)

R_m : Rayon au moyeu (m)

R_p : Rayon à la périphérie (m)

w : vitesse relative (m/s)

N : vitesse de rotation (tr/min)

Application numérique:

$$U = 1.5 \cdot (2 \cdot 3.14 \cdot 500 / 60)$$

$$U = 39.25 \text{ (m/s) .}$$

Annexe B

$$C_m = 39.25 * \tan 30$$

$$C_m = 22.66 \text{ (m/s)}$$

$$\dot{a} = 0.9167 * 22.66 * 3.14 * (0.352 - 0.152)$$

$$\dot{a} = 6.52 \text{ (kg/s)}$$

Bibliographie

- [1] :Etude du moteur à combustion interne, mémoire de fin d'étude université de Mentouri Constantine promotion 2011/2012.
- [2] :I.E.Idelcik, Mémento des pertes de charge,Eyrolles Edition paris, 1986, 494p.
- [3] : Ait Saada Malik et Abderrahmani ouamer, Adaptation des moteurs essences au GPL et quantification de la réduction des gaz polluants, mémoire de fin d'étude UMMTO promotion 2010/2011.
- [4] : Ouhib et Ouhabda , Etude d'un moteur diesel –calcul et dimensionnement d'un système de refroidissement mémoire de fin d'étude UMMTO promotion 2010/2011.
- [5]: Adresse électronique info@ruville.de; site web : www.ruville.de Brochure de formation-système de refroidissement documentation compétences en pièces Automobiles ; Hambourg Allemagne.
- [6] : Boudefoua et Hosni, simulation numérique d'un échangeur eau/sol couplé a un échangeur eau/air mémoire de fin d'étude, UMMTO promotion 2012/2013.
- [7] : cours Technologie et principes de fonctionnement des échangeurs de chaleur (université de Pau et des pays de l'Adour).
- [8] : cours sur Technique de refroidissement
- [9] : 1^{ere}GMB, cours circuits de refroidissement.
- [10] : BEHR HELLA service GMBH schwabisch Germany, refroidissement véhicule –un condensé de connaissances pour les garages, site web: www.behrhellaservice.com
- [11]: Pascal Tobaly 2002 , cours les échangeurs de chaleur site web <http://genie.industriel.iaa.free.fr>.
- [12] : les échangeurs de chaleur (INSA de Toulouse).
- [13] : cour échangeur de chaleur module ingénierie des systèmes multi techniques (IUT de St Denis).

[14] : Abderrahim et Benchikhouane, calcul thermique d'un échangeur de chaleur air humide/eau. Evaluation du flux de vapeur condensée, mémoire de fin d'étude , UMMTO promotion 2011/2012.

[15] : Benayed Nada, Etude et optimisation des échangeurs de chaleur. mémoire de fin d'étude. U. Mentouri Constantine, Promotion 2007/2008.

[16] : professeur Mr : C.Bougriou. Etude d'un récupérateur de chaleur croisé a tube lisse. Institut de mécanique université de Batna , article Rev. Energ. Ren. Vol. 5 (2002)59-74

[17] : MM Fall,Guissé * Ba du L.T.I.D. de DAKAR, cour des technologie automobile site web : www.seneauto.com

[18]: V.Gnielinski, « new equation for heat and mass transfert in turbilent pipe and channel flow », Int. Chem. Eng., 1976, vol. 16.