

---

*Chapitre 03*

---

***Etude de cas***

---

### 3.1 INTRODUCTION

Comme il a été présenté dans le chapitre précédent, les moteurs thermiques notamment dans le secteur de l'automobile sont régulés en température par un circuit de liquide de refroidissement qui véhicule les calories entre bloc-moteur et l'environnement par l'intermédiaire d'un radiateur de refroidissement. Le déplacement du véhicule ainsi que le moto-ventilateur font circuler l'air extérieur autour des tubes et intercalaires qui composent le radiateur. L'encombrement sous capot impose des formes particulières aux boîtes collectrices entrée et sortie qui alimentent les tubes du radiateur, ce qui peut être préjudiciable à la bonne alimentation de chacun des tubes. Dans ce chapitre sera présenté le problème relatif à une étude comparative entre un radiateur pour véhicule de tourisme et un radiateur pour véhicule de compétition. Un calcul de vérification est mené pour la détermination des performances thermiques des deux radiateurs.

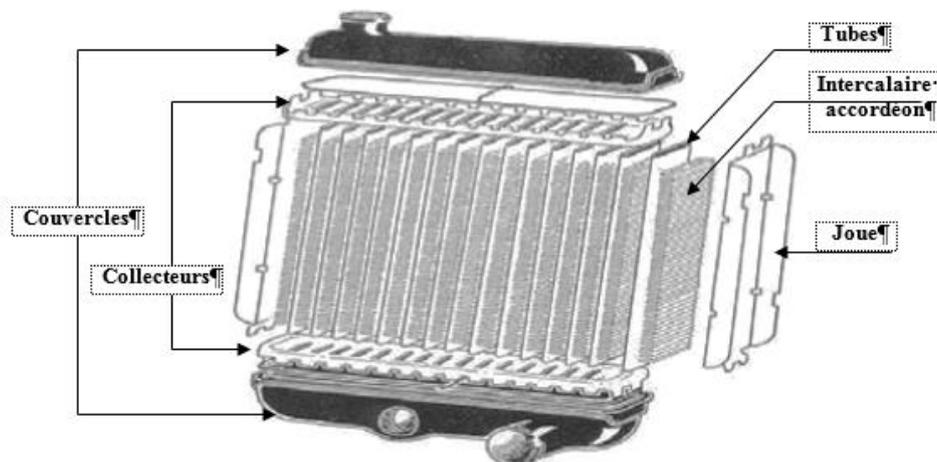
### 3.2 RADIATEUR AUTOMOBILE

#### 3.2.1 Définition

Pour un véhicule automobile équipé d'un moteur à combustion interne, le radiateur est un organe à dominante énergétique qui contribue au refroidissement du moteur. Il se présente comme un échangeur de chaleur tubulaire dont la finalité est de refroidir le liquide caloporteur qui a été chauffé dans les passages d'eau du bloc moteur.

#### 3.2.2 Technologie

Un radiateur de refroidissement pour automobile est composé essentiellement d'un faisceau radiateur (tubes et ailettes), de deux collecteurs l'un d'entrée, l'autre de sortie, de deux joues latérales ainsi que de deux réservoirs (ou boîtes), l'un d'entrée, l'autre de sortie, coiffant ainsi chaque extrémité du faisceau de tubes. La **figure 3.1** présente l'architecture d'un radiateur de base

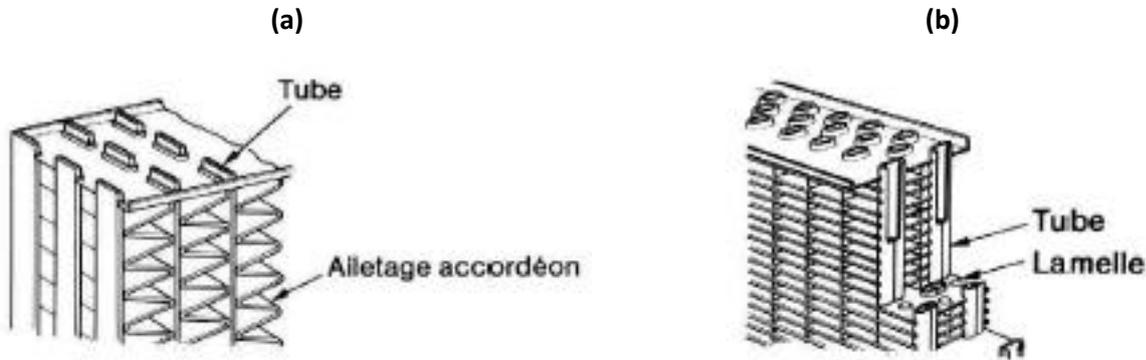


**Fig. 3.1** : Constitution d'un radiateur du type brasé [15]

### 3.2.2.1 Faisceau radiateur

C'est l'ensemble des éléments assurant les échanges thermiques entre le fluide caloporteur et le milieu extérieur. On distingue deux types :

- Faisceau tubes intercalaire (TI) ou McCord (MC) , **figure 3.2a.**
- Faisceau tubes ailettes (TA), **figure 3.2b.**

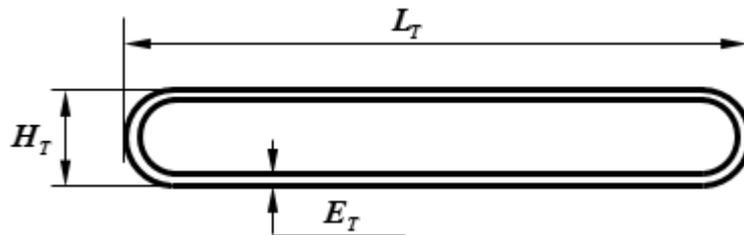


**Fig. 3.2 :** Faisceau radiateur

(a) type tubes et intercalaires (TI) ou bien McCord (MC) ; (b) type tubes et ailettes (TA) [11]

#### 1°. Tube de radiateur

Le faisceau de radiateur se compose d'un nombre fini de tubes en laiton (70%Cu,30%Zn) revêtu d'une fine couche de plomb et à l'intérieur desquels s'écoule le liquide de refroidissement entre le collecteur d'entrée et le collecteur de sortie. Les tubes des radiateurs de refroidissement sont des tubes plats avec une section transversale oblongue (**Figure 3.3**).



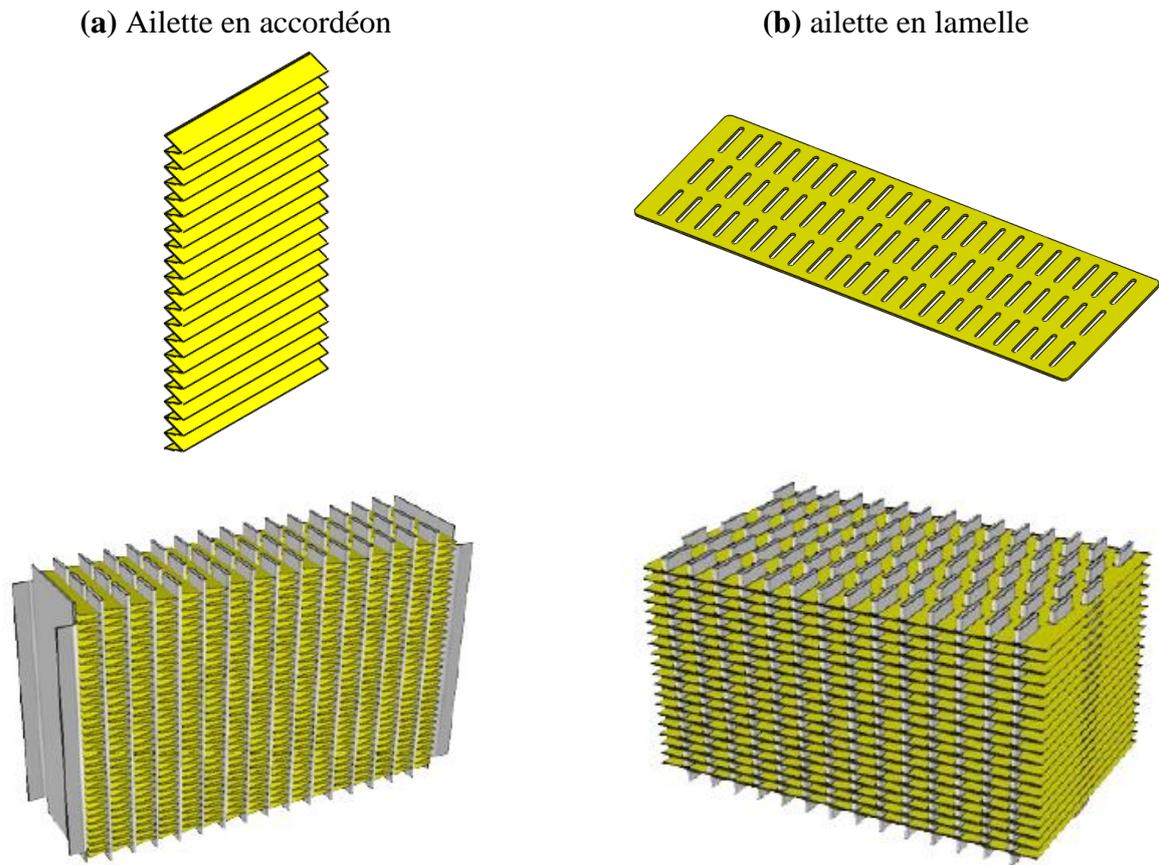
**Fig. 3.3:** Section transversale du tube de refroidissement

#### 2°. Ailetage type TI ou MC

L'ailetage type McCord (MC) consiste en l'interposition entre les tubes d'une feuille en laiton ou en aluminium pliée en accordéon pour former une intercalaire entre chaque rangée de tubes (**Figure 3.4a**).

#### 3°. Ailetage type lamelles

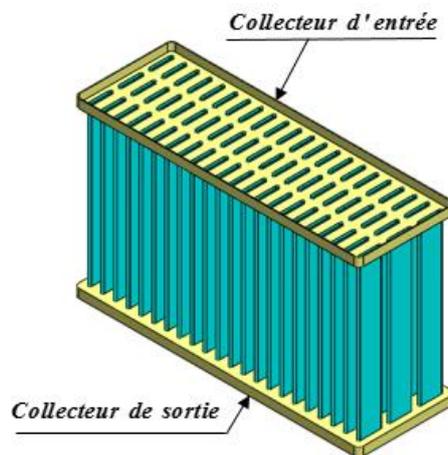
L'Ailetage type TA, consiste en un empilage de lamelles en laiton ou en aluminium de géométrie plate traversé par le réseau de tube du radiateur. La superposition des ailettes en lamelles se fait à pas régulier allant de 2 à 10 mm (**Figure 3.4b**)



**Fig. 3.4:** Type d'ailette pour radiateur automobile

### 3.2.2.2 Collecteurs d'entrée et de sortie

Les collecteurs sont des éléments en tôle métallique en laiton (70%Cu,30%Zn), emboutie admettant une épaisseur allant de 0.8 à 1.5 mm. Le collecteur d'entrée est destiné à recevoir le liquide de refroidissement qui arrive par la durite supérieure (Arrivée moteur). Le collecteur de sortie est destiné à recevoir le liquide de refroidissement qui a traversé le faisceau radiateur. Le collecteur de sortie comporte une sortie vers la durite de sortie (Sortie vers moteur), un bouchon de vidange et il est doté d'un thermocontact pour la commande du moto-ventilateur (**Figure 3.5**).



**Fig. 3.5:** Collecteur d'entrée et de sortie

### 3.2.2.3 Joes de radiateur

Ce sont des éléments métalliques en tôle emboutis assurant la rigidité de l'ensemble notamment en pression interne lors de phase de service mais également avant l'étape de brasage des ailettes avec les tubes (Figure 3.6).

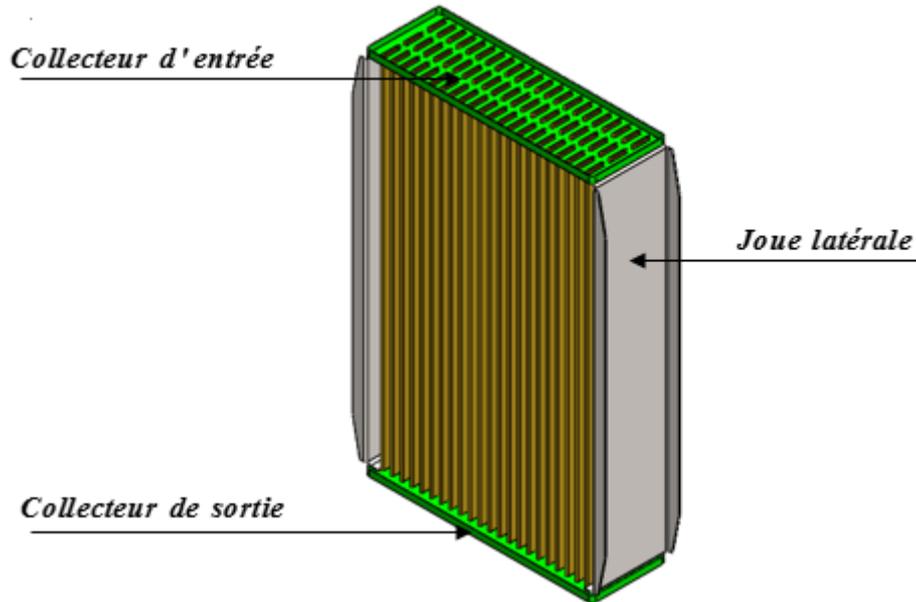


Fig. 3.6: Joes d'un radiateur

### 3.2.2.4 Les boîtes

Elles permettent d'assurer l'étanchéité du radiateur grâce à une soudure par brasage avec les collecteurs et d'autre part la rigidité mécanique de l'échangeur (joes et collecteurs). La boîte d'entrée peut avoir également un bouchon qui permet de faire l'appoint du liquide de refroidissement. La boîte d'entrée est reliée, par une tuyauterie souple, à un vase d'expansion où le liquide de refroidissement en excédent est récupéré (Figure 3.7).

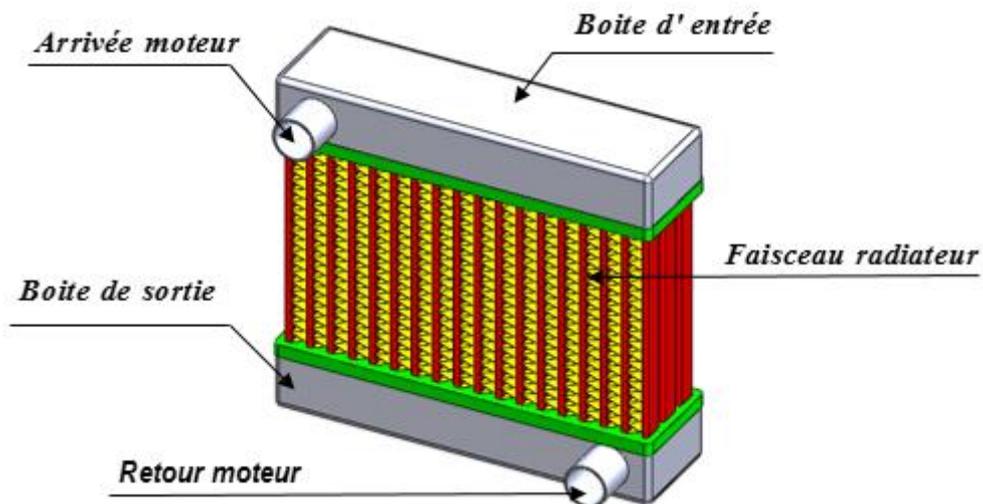


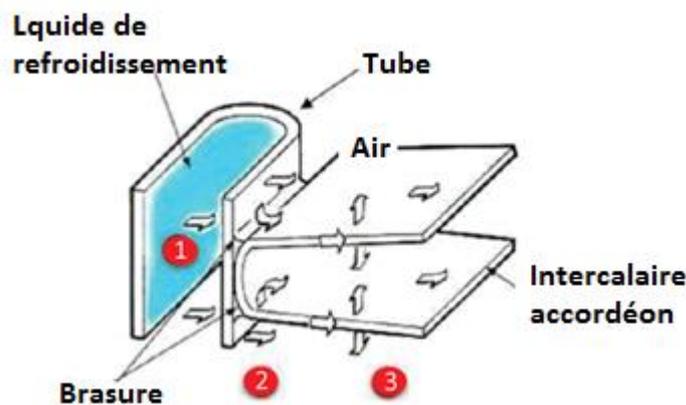
Fig. 3.7: Boîtes d'entrée et de sortie du radiateur

### 3.2.3 Fonctionnement

Lorsque le liquide de refroidissement arrive dans le collecteur supérieur par la durite supérieure, il s'écoule verticalement dans le réseau de tubes. Durant ce trajet vertical, les calories extraites du moteur sont transmises par le liquide de refroidissement aux ailettes (Intercalaire accordéon ou lamelles de refroidissement), elles-même refroidies par le passage de l'air que provoque l'action du déplacement du véhicule ainsi que la rotation du ventilateur.

Les échanges thermiques ont lieu en très grande majorité au sein du faisceau constituant le radiateur. Ces échanges peuvent être scindés en 3 étapes bien distinctes (**figure 3.8**) :

1. Le fluide caloporteur transmet par convection l'excès de chaleur provenant du moteur à la paroi interne du tube. Dans certaines configurations d'échangeurs, des perturbateurs (dans les refroidisseurs d'air de suralimentation) ou des dimples, réalisés à partir de la surface extérieure des tubes (dans certains radiateurs de refroidissement), permettent d'augmenter l'aspect turbulent du fluide afin de favoriser les échanges.
2. La chaleur transmise au tube se propage par conduction à travers l'épaisseur des tubes jusqu'aux intercalaires. Cette propagation est facilitée par le fort contact existant entre les composants induit par le procédé de brasage.
3. La paroi externe du tube ainsi que les intercalaires assurent enfin, par convection, le transfert de chaleur à l'air ambiant.



**Fig 3.8 :** Echanges thermiques entre tube et ailetage  
(1: Convection, 2 Conduction, 3 Convection [15])

### 3.3 CALCUL DU RADIATEUR

#### 3.3.1 Claculs préliminaires

##### 1°. Le volume liquide

Le radiateur étant généralement situé sous le capot au regard du moteur, l'un des éléments déterminants est le volume.

$$V_l = \pi \times \frac{D^2}{4} \times L_t \quad (3.1)$$

##### 2°. Le nombre de tubes

Une fois l'encombrement du radiateur fixées, il faut déterminer le nombre de tubes qui vont parcourir le radiateur. Le nombre de tubes dans le radiateur est en outre l'élément qui va conditionner le refroidissement, d'une part par le nombre d'ailettes qui vont se trouver dans le radiateur mais également pour la longueur de ces ailettes qui seront situées entre les tubes. Le nombre maximum de tubes pouvant être positionnés est donné par :

$$N_t = \frac{H_r}{H_t + H_a} \quad (3.2)$$

##### 3°. Les ailettes

Une fois le nombre de tubes et leurs dimensions fixées, c'est le dimensionnement des ailettes qui va finaliser le dimensionnement du radiateur. Les ailettes doivent être assez fines pour assurer un bon refroidissement, tout en étant cependant assez solides pour résister au flux d'air qui va assurer le refroidissement. Il faut également s'assurer que le nombre d'ailettes permet une surface de passage de l'air suffisante pour que l'écoulement d'air et donc le refroidissement soit bien effectué (figure2.13)

$$N_a = \left( \frac{L_r}{e_a + \delta_a} \right) \quad (3.3)$$

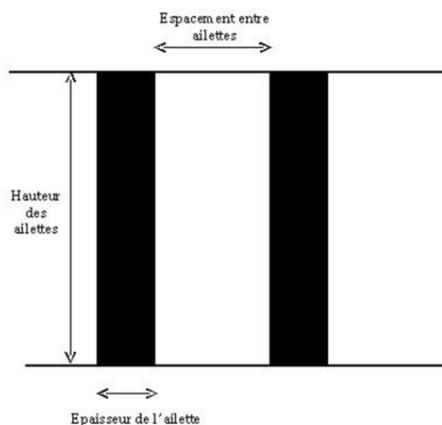
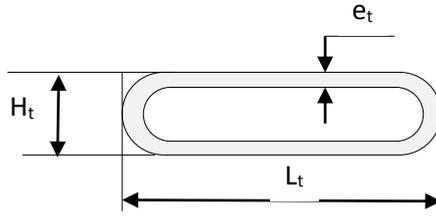


Fig. 3.9 : Schéma des ailettes

4° Section de passage du liquide de refroidissement

C'est la section transversale de tube de radiateur. Pour les véhicules automobiles, il s'agit d'une section de forme oblongue (Figure 3. ).



$$S_p = N_T \times \left[ \frac{\pi (H_T - 2 \times e_T)^2}{4} + (H_T - 2 \times e_T)(L_T - H_T) \right] \quad (3.4)$$

5 ° Le débit

Pour achever le dimensionnement du radiateur, il faut tenir compte du débit circulant dans le circuit de refroidissement pour calculer le débit pouvant circuler dans le radiateur. Tel que :

$$Q_v = N_T S_P V^2 \quad (3.5)$$

3.3.2 Etude thermique

1°. Surface d'échange thermique

$$S = ((2R.\pi)+(2L_T)).PR \quad (3.6)$$

2 °. Flux échangé

Le bilan thermique global de l'appareil est le suivant

$$Q = m_f(h_{f1} - h_{f2}) = m_c(h_{c1} - h_{c2}) \quad (3.7)$$

Et

$$Q = m_f C_p (T_{f1} - T_{f2}) = m_c C_p (T_{c2} - T_{c1}) \quad (3.8)$$

Q : quantité de chaleur (kJ)

m<sub>c</sub> : masse de fluide chaud (Kg )

m<sub>f</sub> : masse des fluides froid (Kg )

h<sub>c</sub> : enthalpies des fluides en fonction de leurs températures (KJ )

h<sub>f</sub> : enthalpies des fluides en fonction de leurs températures (KJ)

• pour les échangeurs à contre-courant (radiateur)

la variation de température DT<sub>f</sub> du fluide froid quand on augmente la surface d'échange de dS, devient négative. Dans ces conditions, les relations (2.7) doivent s'écrire:

$$Q = m_c C_{Pc} . dT_c = -m_f C_{Pf} . dT_f \quad (3.9)$$

3° Puissance thermique totale échangée

Pour pouvoir calculer la puissance thermique d'un échangeur à l'aide de la relation (2.8)

$$Q = K.S.DTM \tag{3.10}$$

Et

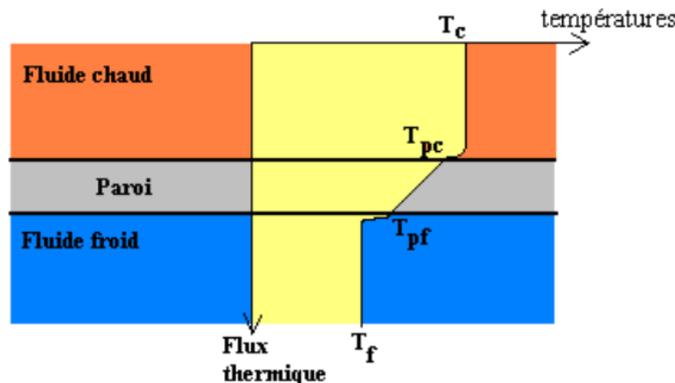
$$\Delta TLM = \frac{(T_{fe} - T_{cs}) - (T_{fs} - T_{ce})}{\ln\left(\frac{T_{fe} - T_{ce}}{T_{fs} - T_{ce}}\right)} \tag{3.11}$$

Donc

$$E = K \frac{(T_{fe} - T_{cs}) - (T_{fs} - T_{ce})}{\ln\left(\frac{T_{fe} - T_{ce}}{T_{fs} - T_{ce}}\right)} . S \tag{3.12}$$

Le transfert de chaleur du fluide chaud (eau) au fluide froid (air) est la résultante de trois phénomènes successifs: (**figure2.14**)

- Convection entre le fluide chaud et la face externe de la paroi solide.
- Conduction à travers cette paroi solide.
- Convection entre la face interne de la paroi solide et le fluide froid.



**Fig. 3.10:** profil de température lors de l'échange à travers un élément de surface (9)

la convection dans le fluide chaud est régie par un coefficient de convection  $h_c$  permettant de définir une résistance thermique convective  $1/h_c S$

la convection dans le fluide froid est régie par un coefficient de convection  $h_f$  permettant de définir une résistance thermique convective  $1/h_f S$

la conduction à travers la paroi solide d'épaisseur  $e$  et de conductivité thermique  $l$ ,

il en est rendu compte par une résistance thermique de conduction  $e/lS$

De sorte que le flux thermique transféré du fluide chaud au fluide froid est donné par Expression:

$$Q = k.S.(T_c - T_f) \tag{3.13}$$

Et

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_f} + \frac{e}{\lambda_p}} \quad (3.14)$$

Donc

$$Q = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{S \cdot h_c} + \frac{1}{S \cdot h_f} + \frac{e}{\lambda \cdot S}} \quad (3.15)$$

#### 4°. Nombre d'unités de Transfer (NUT)

On appelle nombre d'unité de transfert, noté NUT, le rapport a dimensionnel transfert (NUT)

$$NUT = \frac{k \cdot S}{C_{min}} \quad (3.16)$$

#### 5°. Relation entre NUT et efficacité

l'efficacité d'un échangeur (radiateur), il faut comparer l'échange qu'il permet entre les deux fluides et l'échange qu'il permettrait entre eux s'il était parfait, c'est-à-dire

- sans perte, ayant donc un rendement d'échange égal à 1,
- à contre- courant, c'est la disposition géométrique la plus performante,
- avec des fluides qui auraient des débits calorifiques différents,
- et à surface infinie - ce sont les deux conditions pour qu'un fluide épuise l'autre

Considérons le cas d'un échangeur tubulaire simple fonctionnant à contre- courant et supposons que le fluide chaud commande le transfert  $C_f > C_c$  ( $C_{min} = C_c$ ) :

$$\epsilon = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} \quad (3.17)$$

Posons  $R = (C_c / C_f) < 1$  et  $DT_{max} = T_{ce} - T_{cs}$

$$NUT = \frac{K \cdot S}{C_{min}} = \frac{K \cdot S}{C_c} \quad (3.18)$$

Donc

$\epsilon = f(NUT, Z, \text{configuration d'écoulement})$

Si  $Z = 1$  :

$$\epsilon = \frac{NUT}{NUT + 1} \quad (3.19)$$

pour un échangeur , les expressions analytiques sont, pour Z différent de 1. Ces équations (2.18) correspondent à l'abaque ci-dessous : (fig2.15)

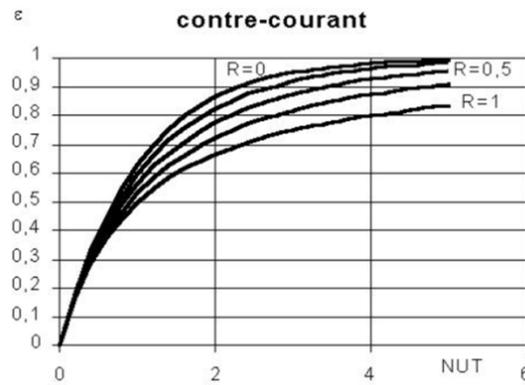


Fig. 3.11 : l'abaque représente la relation entre ( R) NUT et ε

$$NUT = \frac{1}{1 - R} \log\left(\frac{1 - R\epsilon}{1 - \epsilon}\right) \tag{3.20}$$

**6°. Rendement**

Le rendement énergétique d'un échangeur doit se comprendre comme étant le rapport entre la puissance transmise et celle qui aurait été transmise en l'absence de pertes de chaleur. Même bien isolé, un échangeur (radiateur) forcément sujet à des pertes de chaleur et une partie de la chaleur du fluide chaud sert à "alimenter" ces pertes. Dans la pratique, les pertes en question sont souvent négligeables par rapport à la puissance transmise, c'est pourquoi on considère généralement que le rendement d'un échangeur est de 100% et que l'entièreté de l'énergie cédée par le fluide chaud est emportée par le fluide froid.

$$r = \frac{\Delta T_f}{\Delta T_c} \tag{3.21}$$

**3.3.3. Etude hydraulique**

Les pertes de charges sont un élément essentiel à prendre en compte dans le radiateur, comme nous le verrons dans la partie suivante. Un fluide en mouvement subit des pertes d'énergie dues aux frottements sur les parois (pertes de charge régulières) ou à des accidents de parcours (pertes de charge singulières) comme des chicanes, par exemple. Cette perte d'énergie, exprimée en différence de pression (ΔP), doit être compensée afin de permettre au fluide de se déplacer. Une fois l'échangeur dimensionné, il faut donc calculer les pertes de charges de l'échangeur grâce à différentes corrélations déterminées en fonction des caractéristiques des surfaces d'échange.

$$\Delta P = \frac{L \cdot f \cdot G^2}{di^2 \cdot \rho} \tag{3.22}$$

La valeur du coefficient de fiction en fonction du nombre de Reynolds est donnée par les expressions suivantes:

a. Regime laminaire : ( $Re < 2100$ )

$$f = \frac{32}{Re} \quad (3.23)$$

b. Regime turbulent : ( $Re > 2100$ )

a) Tubes lisses d'échangeurs

$$f = 0.0028 + 0.25 \cdot Re^{-0.32} \quad (3.24)$$

b) Tubes rugueux

$$f = 0.0070 + 0.528 R^{-42} \quad (3.25)$$

### 3.4 ETUDE DE CAS

#### 3.4.1 Données de calcul

Pour ce dimensionnement, il faut travailler par itération afin d'obtenir le meilleur refroidissement possible tout en tenant compte des contraintes physiques, mécaniques, thermiques dans le tableau 3.1 [16]

Tab 3.1 : Comparatif entre radiateur pour véhicule de compétition et de tourisme [16]

Caractéristiques	Catégorie	Véhicule de compétition	Véhicule de tourisme
<b>1. Encombrement du radiateur (LHP)</b>			
Largeur (mm)		1 m	
Hauteur		50 cm	
Profondeur		20 cm	10 cm
Section de passage de l'air		0.28 m <sup>2</sup>	
<b>2. Tubes [ Laiton( %Cu , % Zn) + Revêtement en plomb]</b>			
Nombre		21	15
Largeur		1.35 cm	
Epaisseur		3 mm	
Conductivité thermique		121 [W/(m.K)]	
<b>3. Ailettes Laiton ( 70%Cu , 30% Zn) ou Aluminium ?</b>			
Hauteur		1 cm	5 mm
Epaisseur		0.4 mm	1 mm
Profondeur		20 cm	6 cm
Espacement		0.8 cm	
Nombre		823	200
Conductivité thermique		236 [W/m.K]	
<b>4. Fluide de refroidissement</b>			
Vitesse		1.28 m/s	
Reynolds		46 745	
Température en entrée		88°C / 361 K	

Température en sortie	68°C / 341 K	
h	25 176 W/(m <sup>2</sup> K)	
Flux de chaleur	281 544 [W]	39 280 [W]
Cp	1400 [J/(kg. K)]	
<b>5. Air de refroidissement</b>		
Masse volumique [kg/m <sup>3</sup> ]	1.247 (à 10 °C) et 0.898 (à 120 °C)	
Chaleur massique à pression constante J/(kg K)	1.005 (à 10 °C) et 1.009 (à 120 °C)	
Conductivité thermique[W/(m.°C)]	2.51×10 <sup>-2</sup> (à 10 °C) et 3.34×10 <sup>-2</sup> (à 120 °C)	
Diffusivité thermique [m <sup>2</sup> /s]	20×10 <sup>-6</sup> (à 10 °C) et 36.8×10 <sup>-6</sup> (à 120 °C)	
Viscosité cinématique [m <sup>2</sup> /s]	14.16×10 <sup>-6</sup> (à 10 °C) et 25.45×10 <sup>-6</sup> (à 120 °C)	
Viscosité dynamique[kg/(m s)]	17.6 ×10 <sup>-6</sup> (à 10 °C) et 22.8 ×10 <sup>-6</sup> (à 120 °C)	
Vitesse d'écoulement [m/s ]	50	
Température en entrée	27°C (300 K)	
Température en sortie	49°C (322.93 K)	
Reynolds (Re)	14 844.83	
Nusselt (Nu)	86.9	324.77
Prandtl (Pr)	1.47	1.47
Coefficient de convection thermique [W/(m <sup>2</sup> K)]	70.37	70.37 W/(m <sup>2</sup> K)

### 3.4.2 Hypothèses simplificatrices

- Un débit de liquide de refroidissement est imposé en entrée.
- L'objectif fixé étant l'homogénéité de l'alimentation en liquide de refroidissement, tde chacun des tubes, la thermique n'a pas une importance prépondérante dans cette analyse.
- Cependant, nous la modélisons de manière simplifiée pour représenter la variation des propriétés physiques (densité, viscosité) du liquide de refroidissement avec la température qui a une influence sur les pertes de charge dans les tubes.
- Une condition de température est donc imposée en entrée et un échange thermique convectif est imposé sur la paroi des tubes (en W/m<sup>2</sup>.K).
- La condition de température « lointaine » de l'air extérieure est également fixée.

### 3.4.3 Calcul de vérification

#### 3.4.3.1 Radiateur pour véhicule de compétition

##### 1°. Paramètres géométriques

Largeur LR (mm)	Hauteur HR (mm)	Profondeur PR (mm)	Hauteur tube HT (mm)	Hauteur ailettes HA (mm)
1000	500	200	15	10

## 2°. Calculs préliminaires

## a. Nombre de tubes

$$N_t = \frac{H_r}{H_t + H_a} = \frac{50}{1 + 1.5} = 20$$

## b. Nombre d'ailettes

$$N_a = \left( \frac{L_r}{e_a + \delta_a} \right) = \frac{100}{0.008 + 0.004} = 833$$

## c. Surface de passage

- pour liquide de refroidissement

$$S_p = N_T \times \left[ \frac{\pi(H_T - 2 \times e_T)^2}{4} + (H_T - 2 \times e_T)(L_T - H_T) \right]$$

$$S_p = 20 \times \left[ \frac{\pi(1.4 - 2 \times 0.3)^2}{4} + (1.4 - 2 \times 0.3)(10 - 1.5) \right] = 148.07 \text{ cm}^2 = 0.148 \text{ m}^2$$

- pour air:  $S = N_a \times H_a \times \delta_a$

$$S = 833 \times 1.4 \times 0.08 = 93.3 \text{ cm}^2 = 0.0933 \text{ m}^2$$

## d. Débit

$$m_v = S_p \times V$$

- pour liquide de refroidissement

$$m_v = 0.148 \times 1.28 = 0.192 \text{ m}^3/\text{s}^{-1}$$

- pour air

$$m_v = 0.0933 \times 50 = 4.665 \text{ m}^3/\text{s}$$

## 3°. Etude thermique

## a. surface d'échange thermique

$$S = N_T \times ((2H_T \cdot \pi) + (2L_T)) \times L_R$$

$$S = 20 \times ((2 \times 1.4 \times \pi) + (2 \times 1.4)) \times 100$$

$$= 23192.91 \text{ cm}^2 = 2.319291 \text{ m}^2$$

## b. flux échangé

$$Q = m_f C_p (T_{f1} - T_{f2}) = m_c C_p (T_{c2} - T_{c1})$$

$$Q = \rho m_{vf} \cdot C_p (T_{f1} - T_{f2}) = \rho m_{vc} \cdot C_p (T_{c2} - T_{c1})$$

$$Q = 1000 \times 0.192 \times 1400 \times (361 - 341) = 5376 \text{ k j/s}$$

## c. Puissance thermique totale échangée

$$E = K \cdot S \cdot DTM$$

On a:

$$DTLM = \frac{(T_{fe} - T_{cs}) - (T_{fs} - T_{ce})}{\ln\left(\frac{T_{fe} - T_{ce}}{T_{fs} - T_{ce}}\right)}$$

$$DTLM = \frac{(322.93 - 300) - (361 - 341)}{\ln\left(\frac{322.93 - 300}{361 - 341}\right)} = 21.431^\circ\text{k}$$

Et

$$k_G = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_f} + \frac{e}{\lambda_p}}$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{25176} + \frac{1}{70.37} + \frac{0.0003}{236}} = 70.218$$

$$E = 70.218 \times 21.431 \times 148.07 \times 10^{-3} = 222.8285\text{j/}$$

d. Nombre d'unités de Transfer (NUT)

$$NUT = \frac{k.S}{C_{min}}$$

$$C = cp \times m_v \left\{ \begin{array}{l} \text{Pour air } C = 1006 \times 4.665 \times 1 = 4692.99 \\ \text{Pou eau } C = 1400 \times 0.192 \times 1000 = 268800 \end{array} \right.$$

$$C_{air} < C_{eau} \rightarrow C_{min} = C_{air} = 4692.99$$

$$NUT = \frac{k.S}{C_{min}} = \frac{70.218 \times 2.319291}{4692.99} = 0.35$$

e. Efficacité

$$\varepsilon = \frac{(T_{fe} - T_{fs})}{(T_{fe} - T_{ce})} = \frac{(300 - 322.93)}{(300 - 341)} = 0.56$$

$$R = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{4692.99}{268800} = 0.18$$

$$NUT = \frac{1}{1 - 0.18} \log\left(\frac{(1 - [(0.18)(0.56)])}{(1 - 0.56)}\right) = 1.22 \log \frac{0.9}{0.44} = 0.37$$

**f. Rendement énergétique**

$$r = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_f} = \frac{20}{22.93} = 0.87$$

**4°. Etude hydraulique**

$$\Delta P = \frac{L \cdot f \cdot G^2}{di^2 \cdot \rho}$$

$$Re = \frac{G \cdot D}{\mu} = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} = \frac{1000 \times 1.2 \times 0.0126 / 1}{2.9 \times 10^{-5}} = 1.512 \times 10^6$$

**Pour radiateur à tubes lisses**

$$f = 0.0028 + 0.25 \cdot Re^{-0.32} = 0.0028 + 0.25 \times (1.512 \times 10^6)^{0.32} = 5.4 \times 10^{-3}$$

$$\Delta P = \frac{1 \times 5.4 \times 10^{-3} \times (1.5 \times 1.2 \times 10^{-5})^2}{1.4^2 \times 1000} = 4.95 \times 10^{-10}$$

**3.4.3.2 Radiateur pour véhicule de tourisme****1°. Paramètres géométriques**

Encombrement du radiateur :

- Largeur(Lr) =100cm
- Hauteur (Hr)=50cm
- Profondeur(PR)=10cm

On fixe :

Hauteur de tube : 1.2cm

Hauteur de Ailettes 0.5cm

**2°. Calcul préliminaire****a. Le nombre de tubes**

$$N_t = \frac{H_r}{H_t + H_a} = \frac{50}{0.5 + 1.2} = 29$$

**b. Le nombre Les ailettes**

$$N_a = \left( \frac{L_r}{e_a + \delta_a} \right) = \frac{100}{0.3} = 334$$

**c. la surface de passage**

- pour liquide de refroidissement

$$S_p = N_T \times \left[ \frac{\pi(H_T - 2 \times e_T)^2}{4} + (H_T - 2 \times e_T)(L_T - H_T) \right]$$

$$S_p = 29 \times \left[ \frac{\pi(1.2 - 2 \times 0.2)^2}{4} + (1.2 - 2 \times 0.2)(6 - 1.2) \right] = 125.86 \text{ cm}^2 = 0.0126 \text{ m}^2$$

- pour l'air

$$S = N_a \times H_a \times \delta_a = 334 \times 1.2 \times 0.06 = 24.3 \text{ cm}^2$$

#### d. Débit

$$m_v = S_p \times V$$

- Pour le liquide de refroidissement:

$$m_v = 0.0126 \times 1.28 = 0.0161 \text{ m}^3/\text{s}^{-1}$$

Pour air

$$m_v = 0.00243 \times 50 = 0.132 / \text{s}$$

### 3°. Etude thermique

#### a. Surface d'échange thermique

$$S = N_T \times ((2H_T \cdot \pi) + (2L_T)) \times L_R = 29 \times ((2 \times 1.2 \times \pi) + (2 \times 1.2)) \times 100 \\ = 29115.5 \text{ cm}^2 = 2.91155 \text{ m}^2$$

#### b. Flux échangé

$$Q = m_f C_p (T_{f1} - T_{f2}) = m_c C_p (T_{c2} - T_{c1})$$

$$Q = \rho m_{vf} \cdot C_p (T_{f1} - T_{f2}) = \rho m_{vc} \cdot C_p (T_{c2} - T_{c1})$$

$$Q = 1000 \times 0.0161 \times 1400 \times (361 - 341) = 450800 \text{ j/s}$$

#### c. Puissance thermique totale échangée

$$E = K \cdot S \cdot DTM$$

On a

$$DTLM = \frac{(T_{fe} - T_{cs}) - (T_{fs} - T_{ce})}{\ln \left( \frac{T_{fe} - T_{ce}}{T_{fs} - T_{ce}} \right)} = \frac{(322.93 - 300) - (361 - 341)}{\ln \left( \frac{322.93 - 300}{361 - 341} \right)} = 21.431^\circ \text{K}$$

Et

$$k_G = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_f} + \frac{e}{\lambda_p}}$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{25176} + \frac{1}{70.37} + \frac{0.0002}{236}} = 70.22$$

$$E = 70.22 \times 21.431 \times 2.91155 \text{ m}^2 = 4381.55 \text{ j}$$

## d. Nombre d'unités de Transfer (NUT)

$$NUT = \frac{k.S}{C_{min}}$$

$$C = cp \times m_v \left\{ \begin{array}{l} \text{Pour air } C = 1\,006 \times 0.132 \times 1 = 132.8 \\ \text{Pour eau } C = 1400 \times 0.0161 \times 1000 = 22540 \end{array} \right. \Rightarrow$$

$$C_{air} < C_{eau} \rightarrow C_{min} = C_{air} = 132.8$$

$$NUT = \frac{k.S}{C_{min}} = \frac{70.22 \times 2.91155}{132.8} = 1.53$$

## e. Efficacité

$$\varepsilon = \frac{(T_{fe} - T_{fs})}{(T_{fe} - T_{ce})} = \frac{(280 - 322.93)}{(280 - 341)} = 0.67$$

$$R = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{132.8}{22540} = 0.05$$

$$NUT = \frac{1}{1 - 0.05} \log \left( \frac{(1 - [(0.05)(0.66)])}{(1 - 0.66)} \right) = 1.58$$

## f. Rendement énergétique

$$r = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_f} = \frac{20}{30} = 0.67$$

## 4°. Etude hydraulique

$$\Delta P = \frac{L.f.G^2}{di^2.\rho}$$

$$Re = \frac{G.D}{\mu} = \frac{\rho.v.D}{\mu} = \frac{1000 \times 1.2 \times 0.0126/1}{2.9 \times 10^{-5}} = 5.214 \times 10^5$$

Pour radiateur à tubes lisses:

$$f = 0.0028 + 0.25.Re^{-0.32} = 0.0028 + 0.25 \times (5.214 \times 10^5)^{-0.32} = 6.5 \times 10^{-3}$$

$$\Delta P = \frac{1 \times 6.5 \times 10^{-3} \times (1.2 \times 2.9 \times 10^{-5})^2}{1.2^2 \cdot 1000} = 5.47 \times 10^{-12}$$

## 3.4.4 Résultats

Paramètres	Type véhicule	véhicule de tourisme	véhicule de compétition
1. Nombre de tube		20	29
2. Nombre de l'ailettes		833	334
3. Espacement ailettes		8 mm	6 mm
4. Flux échangé		5 376 kJ/s	450.80 kJ/s
5. Efficacité		0.56	0.66
6. Température entrée air		300	280
7. Température sortie air		322	320
8. Températures entrée eau		361	361
9. Températures sortie eau		341	341
10. Rendement énergétique		0.84	0.67
11. Viscosité de fluide de refroidissement		$3.36 \times 10^{-5}$	$3.7 \times 10^{-5}$
12. Vitesse d'écoulement air		50 m/s	50m /s
13. Vitesse d'écoulement eau		1.2 m/s	1.2 m/s
14. Perte de charge		$4.95 \times 10^{-10}$	$5.47 \times 10^{-12}$

## 3.5.CONCLUSION

Grâce aux calculs que nous avons faits dans ce chapitre et grâce à notre diverses observations nous avons conclu qu'il ya différents paramètres affectant l'échangeur de chaleur et sa durée de vie. Ainsi, les paramètres qui influent sur l'efficacité de radiateur automobile sont le nombre de tube , le nombre d'ailettes et espacement entre ailettes, les températures d'entree et de sortie du fluide caloporteur . D'autre part les paramètres qui influent sur le rendement hydraulique on a les pertes de charge, la viscosité du fluide , type et vitesse d'écoulment, la géometre des tubes et la surface d'échange et de parois.