



Banc de TP thermique à ailette



NE PAS ECRIRE SUR CE DOCUMENT

Il est interdit de mettre en marche les bancs d'essais sans l'accord du formateur.

A. INTRODUCTION

Les ailettes sont des dispositifs couramment utilisés sur des échangeurs de chaleur de type courants croisés. Il s'agit de plaques de métal soudées sur les canalisations de circulation d'un des fluides, permettant ainsi d'augmenter la surface de contact.

Le but de ce TP est d'étudier la puissance dissipée par une ailette et de déterminer son efficacité. Les résultats obtenus permettront ensuite, en réalisant un bilan thermique sur l'ailette mise à disposition, de trouver le profil de température et d'en déduire le coefficient de conduction du matériau utilisé.

Cette démarche a pour objectif d'étudier de manière concrète les phénomènes de convection et de conduction mis en jeu, et d'extrapoler les résultats qui seront obtenus à des cas industriels.

B. PRESENTATION DU DISPOSITIF

Le dispositif est composé d'une plaque chauffée avec une résistance incorporée dans sa partie basse. La résistance développe une puissance de **20W**.

Le schéma suivant présente le dispositif utilisé :

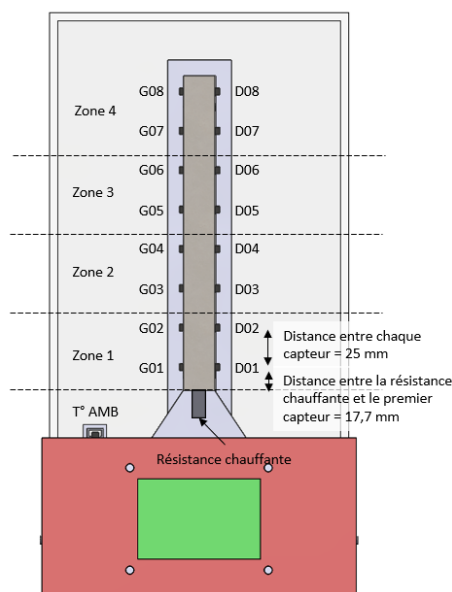







Figure -1- banc de TP thermique





La température de l'ailette augmente, un gradient apparaît sur la longueur et également sur la largeur de la plaque. La puissance est ensuite dissipée par convection au niveau des surfaces gauche et droite.

Des capteurs de température sont situés sur l'ailette (8 sur la face droite, 8 sur la face gauche), un écran permet la lecture des mesures de température de surface. Un dernier capteur de température permet de relever la température de l'enceinte.

C. MANIPULATION

-  Démarrer le banc de TP à l'aide du bouton d'allumage et attendre **20min** pour que le premier capteur atteigne la température de **40°C**. à partir du dernier point, attendre **80min** afin de laisser le temps au système de stabiliser en température avant le démarrage de la séance de TP.
-  Vérifier la stabilisation en température. Pour cela, faire des relevés réguliers de la température de l'ailette en zone 4 (voir figure -1-) pour les capteurs D7,D8,G7 et G8.
-  Une fois que le régime permanent est atteint, faire un relevé de température sur l'ailette, et compléter la fiche de relevé fournie.
-  Relever la température de l'air ambiant.
-  Arrêter le banc de TP en éteignant le bouton.

D. EXPLOITATION DES RESULTATS



-  La puissance cédée par la résistance à l'ailette est de 20W.
-  Donner l'expression de la puissance cédée par l'ailette à l'air.
-  Pour chacune des 4 zones de découpage de l'ailette (gauche et droite), déterminer le coefficient de convection correspondant. En déduire la puissance dissipée par l'ailette.
-  Comparer la puissance trouvée avec la puissance de chauffe. Comment peut-on expliquer cet écart ? Argumenter.

E. ANALYSE DES RESULTATS

E.1. Efficacité d'ailette


Pour préciser la qualité de l'ailette, on compare sa performance effective à celle d'une ailette idéale de température uniforme égale à la température de sa base. Une telle ailette devrait être réalisée dans un matériau dont la conductivité thermique serait infinie.

On définit alors une efficacité d'ailette, notée ε , et correspondant au rapport entre le flux réel échangé et le flux maximum échangeable.

-  En supposant que l'on se trouve dans d'une ailette idéale, constituée d'un matériau de conductivité infinie, **déterminer la puissance totale dissipée par l'ailette (on reprendra les valeurs mesurées précédemment).**
-  **Quelle est l'efficacité de l'ailette ? Que peut-on en conclure ?**

E.2. Coefficient de conduction de l'ailette

Le but de cette partie du TP est de déterminer le coefficient de conduction du matériau de l'ailette. Pour cela, on réalise un bilan thermique sur une portion de l'ailette.

-  **Quelles puissances entrent en jeu ? En déduire alors le bilan correspondant.**
- Le bilan effectué permet d'obtenir une équation différentielle, dont la solution générale est de la forme :

$$\theta(x) = A.\exp(m.x) + B.\exp(- m.x)$$

Avec $\theta(x) = T(x) - T_{\text{air}}$ $T(x)$ = température de l'ailette au point x

et $m^2 = (h.p)/(\lambda.s)$ h = coefficient de convection de l'ailette

λ = coefficient de conduction de l'ailette

p = périmètre de la portion étudiée

s = section de la portion étudiée

Pour simplifier l'équation précédente, on fait l'hypothèse d'une ailette infiniment longue. C'est-à-dire qu'on suppose que la température à l'extrémité supérieure est égale à celle de l'air.

✚ Que devient alors l'expression de la température $\theta(x)$?

✚ A partir de la condition en $x = 0$, déterminer l'expression de B.

✚ En linéarisant l'expression de $\theta(x)$, déterminer la valeur du coefficient m . En déduire la valeur de λ .

✚ Que pensez-vous du résultat obtenu ? Quelles sont les hypothèses utilisées ici et qui permettent d'expliquer le résultat ?


F. CONCLUSION DU TP

Ecrivez une conclusion générale de ce que vous avez appris et retenu de ce TP à la fin de votre compte rendu.

FORMULAIRE DE TRANSFERT DE CHALEUR

LA CONDUCTION

 **La loi de Fourier :** $\vec{\varphi} = -\lambda \vec{\text{grad}} T$

 **Résistance thermique :** $\Phi = \frac{\Delta T}{R_{th}}$

- Cas d'un mur plan : $R_{th} = \frac{e}{\lambda \cdot S}$
 $\left\{ \begin{array}{l} e = \text{épaisseur du mur} \\ \lambda = \text{coefficient de conduction du mur} \end{array} \right.$
- Cas d'un cylindre : $R_{th} = \frac{1}{2\pi L \cdot \lambda} \cdot \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)$
 $\left\{ \begin{array}{l} L = \text{longueur du cylindre} \\ r_e = \text{rayon extérieur} \\ r_i = \text{rayon intérieur} \end{array} \right.$

 **L'équation de la chaleur :** $\lambda \Delta T + q = \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t}$

- Régime permanent avec source de chaleur : $\lambda \Delta T + q = 0$
- Régime permanent sans source de chaleur : $\Delta T = 0$
- Régime transitoire sans source de chaleur : $\lambda \Delta T = \rho C \frac{\partial T}{\partial t}$

 **Régime permanent simple :**

Cas d'un mur plan $T(x) = T_1 - \frac{T_1 - T_2}{e} x$ $\phi = \frac{\lambda \cdot S}{e} (T_1 - T_2)$

Cas d'un mur composé : $\phi = \frac{T_1 - T_n}{\frac{e_1}{\lambda_1 \cdot S} + \dots + \frac{e_n}{\lambda_n \cdot S}}$

Paroi cylindrique :

$$T = T_1 - \frac{T_1 - T_2}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \ln\left(\frac{r}{r_1}\right)$$

$$\phi = \frac{2\pi L \cdot \lambda}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} (T_1 - T_2)$$

Paroi cylindrique composée :

$$\phi = \frac{2\pi L}{\frac{1}{\lambda_1} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \dots + \frac{1}{\lambda_n} \ln\left(\frac{r_n}{r_{n-1}}\right)} (T_1 - T_n)$$

Paroi sphérique :

$$T = T_1 + \frac{r_2}{r_2 - r_1} (T_1 - T) \left(1 - \frac{r_1}{r}\right)$$

$$\phi = 4\pi \lambda \frac{r_1 \cdot r_2}{r_2 - r_1} (T_1 - T_2)$$

LA CONVECTION



Transfert de chaleur par convection :

$$\phi = hS \cdot \Delta T$$



Nombres sans dimension :

- Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} U = \text{vitesse moyenne (m/s)} \\ D = \text{dimension caractéristique (m)} \end{array} \right.$$

$$\text{Rappel : } \nu = \frac{\mu}{\rho}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \nu = \text{viscosité cinématique (m}^2/\text{s)} \\ \mu = \text{viscosité dynamique (kg/m.s)} \end{array} \right.$$

- Nombre de Grashof : $Gr = \frac{\beta \cdot g \cdot \rho^2 \cdot D^3}{\mu^2} \Delta T$

$$\text{Rappel : } \beta = \frac{1}{V} \left(\frac{dV}{dT} \right)_p$$

$$\beta = \frac{1}{T} \quad \text{pour les gaz parfaits}$$

$$\text{Attention : ici} \quad \Delta T = T_{\text{zone}} - T_{\text{air}} \quad ; \quad T = \frac{1}{2}(T_{\text{zone}} + T_{\text{air}})$$

- Nombre de Prandtl : $Pr = \frac{\mu \cdot Cp}{\lambda}$
- Nombre de Nusselt : $Nu = \frac{h \cdot D}{\lambda}$
- Nombre de Stanton : $St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr}$



Corrélations en convection naturelle : $Nu = A \cdot (Pr \cdot Gr)^n$

	Laminaire (n=1/4)	Turbulent (n=1/3)
Plaque verticale	$10^4 < Gr.Pr < 10^9$ $A = 0,59$	$10^9 < Gr.Pr < 10^{13}$ $A = 0,13$
Cylindre horizontal	$10^3 < Gr.Pr < 10^9$ $A = 0,53$	$10^9 < Gr.Pr < 10^{13}$ $A = 0,10$
Plaque horizontale chauffant vers le haut	$10^5 < Gr.Pr < 2 \cdot 10^7$ $A = 0,54$	$2 \cdot 10^7 < Gr.Pr < 3 \cdot 10^{10}$ $A = 0,14$
Plaque horizontale chauffant vers le bas	$3 \cdot 10^5 < Gr.Pr < 3 \cdot 10^{10}$ $A = 0,27$	$3 \cdot 10^{10} < Gr.Pr < 10^{13}$ $A = 0,07$



Corrélations en convection forcée :

	Laminaire		Turbulent
Tube	Re < 2000		$10^4 < Re < 1,2 \cdot 10^5$ $Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3}$
	A > 0,05	Nu = 3,66	
	A < 0,05	$Nu = 1,06 \cdot A^{-0,4}$	
Faisceau de tubes	-		$Nu = B \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33}$ B=0,26 si aligné B=0,33 si quinconce
Plaque plane	Re < 2000 $Nu = 2/3 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,33}$		Re > 2000 $Nu = 0,036 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33}$

LE RAYONNEMENT THERMIQUE



Définitions :

- Pouvoir émissif : E, E^0_λ, E^0 [W]
- Emittance : M, M^0_λ, M^0 [W/m²]



Conservation de l'énergie : $\phi_{incident} = \phi_{absorbé} + \phi_{réfléchi} + \phi_{transmis}$

- Coefficient d'absorption : $\alpha = \frac{\phi_{absorbé}}{\phi_{incident}}$
- Coefficient de réflexion : $\rho = \frac{\phi_{réfléchi}}{\phi_{incident}}$
- Coefficient de transmission : $\tau = \frac{\phi_{transmis}}{\phi_{incident}}$



Corps noir – corps réel : $M = \varepsilon \cdot M^0$ ε = émissivité totale

$M_\lambda = \varepsilon \cdot M^0_\lambda$ ε_λ = émissivité monochromatique



Loi de Kirchhoff :

- Cas général : $\varepsilon_{ox,\lambda} = \alpha_{ox,\lambda}$
- Si les flux émis et reçus sont homogènes dans l'espace :
 $\varepsilon_\lambda = \alpha_\lambda$ $E_\lambda = \alpha_\lambda \cdot E^0_\lambda$
- Cas d'un corps gris : $\varepsilon = \alpha$ $E = \alpha \cdot E^0$
- Cas d'un corps noir : $\varepsilon = \alpha = 1$



Loi de Planck : $M^0_\lambda = \frac{C_1}{\exp\left(\frac{C_2}{\lambda T}\right) - 1} \lambda^{-5}$ $C_1 = 2\pi^5 h^6 C^3 / 15 = 3,74 \cdot 10^{-16} \text{ W/m}^2$

$$C_2 = \frac{hC}{k} = 1,4386 \cdot 10^{-2} m.K$$

$$\left\{ \begin{array}{l} C : \text{vitesse de la lumière} = 2,9979 \cdot 10^8 \text{ m/s} \\ h : \text{constante de Planck} = 6,6255 \cdot 10^{-34} \text{ J.s} \end{array} \right.$$

 **Loi de Wien :** $\lambda_{\max} T = 2898 \mu m.K$

 **Loi de Stefan-Boltzmann :** $M^0 = \sigma T^4$

$$\sigma : \text{constante de Stefan-Boltzmann} = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2.K^4$$

 **Facteur de forme :** $F_{12} \cdot S_1 = F_{21} \cdot S_2$

- Si (1) est entouré par (2) : $F_{12}=1$ et $F_{21}=\frac{S_1}{S_2}$
- Cas de 2 plans parallèles et infinis : $F_{12}=F_{21}=1$
- Cas de 2 disques parallèles : $F_{12}=\frac{a^2}{a^2+L^2}$
- Autres cas : voir abaques

 **Echange de chaleur :**

- Entre 2 corps noirs : $\phi_{net} = F_{12} \cdot S_1 \cdot \sigma \cdot |T_1^4 - T_2^4|$
- Entre 1 corps noir et 1 corps gris : $\phi_{net} = F_{12} \cdot S_1 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_2 \cdot |T_1^4 - T_2^4|$
- Entre 2 corps gris : $\phi_{net} = K_{12} \cdot S_1 \cdot \sigma \cdot |T_1^4 - T_2^4|$ avec $K_{12} \cdot S_1 = K_{21} \cdot S_2$

$$K_{12} = \frac{1}{\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} + \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2} \frac{S_1}{S_2}} \quad \text{et} \quad K_{21} = \frac{1}{\frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2} + \frac{1}{F_{21}} + \frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1} \frac{S_2}{S_1}}$$

PROPRIETES DE L'AIR A PRESSION ATMOSPHERIQUE

T (K)	ρ (kg/m³)	μ (kg/m.s)	ν (m²/s)	C_p (J/kg.K)	λ (W/m.K)	a (m²/s)	Pr
250	1,413	1,6.10 ⁻⁵	0,949.10 ⁻⁵	1005	0,0223	1,32.10 ⁻⁵	0,722
300	1,177	1,85.10 ⁻⁵	1,57.10 ⁻⁵	1006	0,0262	2,22.10 ⁻⁵	0,708
350	0,998	2,08.10 ⁻⁵	2,08.10 ⁻⁵	1009	0,0300	2,98.10 ⁻⁵	0,697
400	0,883	2,29.10 ⁻⁵	2,59.10 ⁻⁵	1014	0,0337	3,76.10 ⁻⁵	0,689
450	0,783	2,48.10 ⁻⁵	2,89.10 ⁻⁵	1021	0,0371	4,22.10 ⁻⁵	0,683
500	0,705	2,67.10 ⁻⁵	3,79.10 ⁻⁵	1030	0,0404	5,57.10 ⁻⁵	0,680
550	0,642	2,85.10 ⁻⁵	4,43.10 ⁻⁵	1039	0,0436	6,53.10 ⁻⁵	0,680
600	0,588	3,02.10 ⁻⁵	5,13.10 ⁻⁵	1055	0,0466	7,51.10 ⁻⁵	0,680
650	0,543	3,18.10 ⁻⁵	5,85.10 ⁻⁵	1063	0,0495	8,58.10 ⁻⁵	0,682
700	0,503	3,33.10 ⁻⁵	6,63.10 ⁻⁵	1075	0,0523	9,67.10 ⁻⁵	0,684
750	0,471	3,48.10 ⁻⁵	7,39.10 ⁻⁵	1086	0,0551	10,8.10 ⁻⁵	0,686
800	0,441	3,63.10 ⁻⁵	8,23.10 ⁻⁵	1098	0,0578	12,0.10 ⁻⁵	0,689
850	0,415	3,77.10 ⁻⁵	9,07.10 ⁻⁵	1110	0,0603	13,1.10 ⁻⁵	0,692
900	0,392	3,90.10 ⁻⁵	9,93.10 ⁻⁵	1121	0,0628	14,3.10 ⁻⁵	0,696
950	0,372	4,02.10 ⁻⁵	10,8.10 ⁻⁵	1132	0,0653	15,5.10 ⁻⁵	0,699
1000	0,352	4,15.10 ⁻⁵	11,8.10 ⁻⁵	1142	0,0675	16,8.10 ⁻⁵	0,702
1100	0,320	4,40.10 ⁻⁵	13,7.10 ⁻⁵	1161	0,0723	19,5.10 ⁻⁵	0,706
1200	0,295	4,63.10 ⁻⁵	15,7.10 ⁻⁵	1179	0,0763	22,0.10 ⁻⁵	0,714
1300	0,271	4,85.10 ⁻⁵	17,9.10 ⁻⁵	1197	0,0803	24,8.10 ⁻⁵	0,722