Cours

CHAPITRE 12

Thermique

CHAPITRE 12

Thermique

THERMIQUE

Modes de transfert de la chaleur

Chapitre 12

1

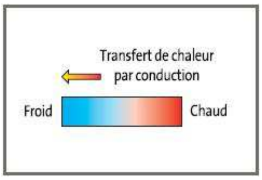
1 – QU'EST CE QUE LA CHALEUR ?

La chaleur est une **forme d'énergie** due à l'agitation désordonnée (thermique) des atomes ou molécules. On parle de **quantité de chaleur**, grandeur physique notée généralement Q et s'exprimant en joules (J).

Un système peut recevoir une quantité de chaleur (il s'échauffe, $\Delta Q > 0$) ou en perdre (il se refroidi, $\Delta Q < 0$).

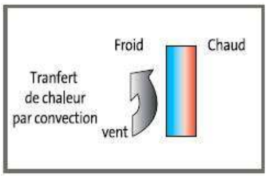
2 – MODES DE TRANSFERT

La conduction : présente dans tous les corps quel que soit leur état (solide, liquide ou gaz), elle correspond à un transfert d'énergie interne. On peut faire directement l'expérience de ce mode de transfert en tenant à la main un barreau métallique, et en mettant l'autre extrémité au contact d'une flamme : au bout d'un certain temps, on est obligé de lâcher le barreau, pour éviter de se bruler.



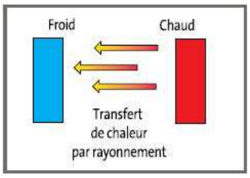
Le coefficient de conductivité thermique λ intervient dans ce mode de propagation.

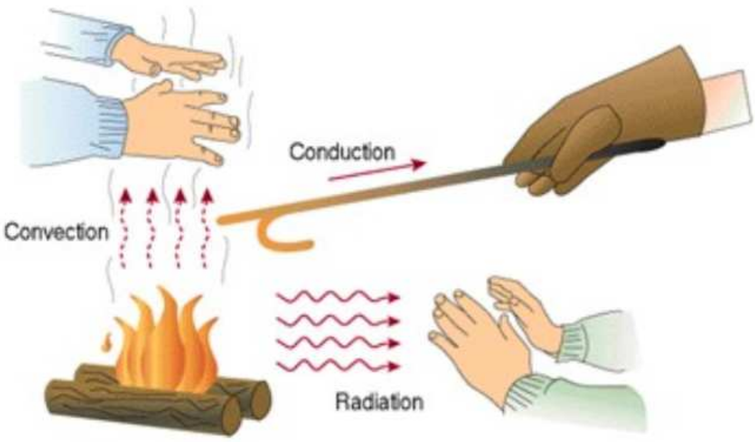
La convection : ce mode de transfert est spécifique aux fluides (liquides et gaz). En plus du transfert de chaleur par conduction toujours présent, s'ajoute un transfert de chaleur provoqué par l'écoulement du fluide (advection) : une masse de fluide qui se déplace transporte avec elle son énergie interne.



Le coefficient de transfert de chaleur par convection h intervient dans ce mode de propagation.

Le rayonnement : l'émission d'une onde électromagnétique peut s'accompagner d'une baisse de l'énergie interne du système, alors que l'absorption provoque une augmentation de cette dernière. On parle alors d'échanges de chaleur par rayonnement thermique, ou de transferts radiatifs.





THERMIQUE

Transfert de chaleur par conduction

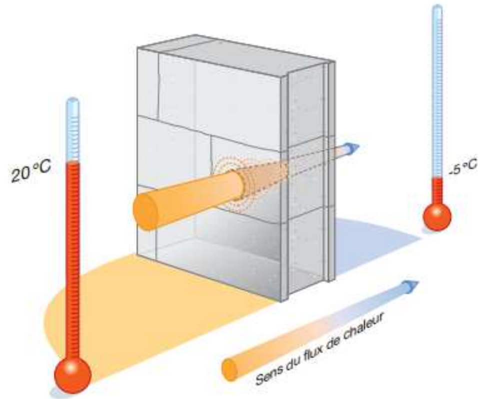
1 – LOI DE FOURIER

On constate expérimentalement que **le flux de chaleur qui se propage par conduction** dans la matière est lié aux variations spatiales de température.
En 1822, Joseph Fourier a mené des travaux expérimentaux et théoriques permettant d'aboutir entre autre à la relation :

$$\boxed{\varphi = \lambda \cdot \frac{\Delta T}{e}}$$

Joseph Fourier

Formule valable si le flux thermique φ est uniforme et dirigé perpendiculairement à la surface d'une paroi homogène d'épaisseur e.



⇨ φ est la densité du flux thermique ($W \cdot m^{-2}$),

⇨ ΔT est la différence de température en K,

⇨ λ est le coefficient conductivité thermique en $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$,

⇨ e est l'épaisseur en m de la paroi traversée par le flux de chaleur.

Cette relation montre que le flux de chaleur traversant une paroi dépend :

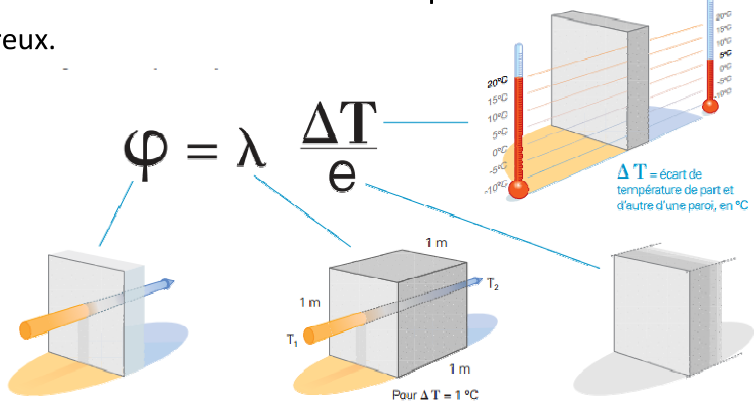
⇒ du **coefficient conductivité thermique** λ du matériau constituant la paroi : plus il est faible, plus le matériau est isolant.

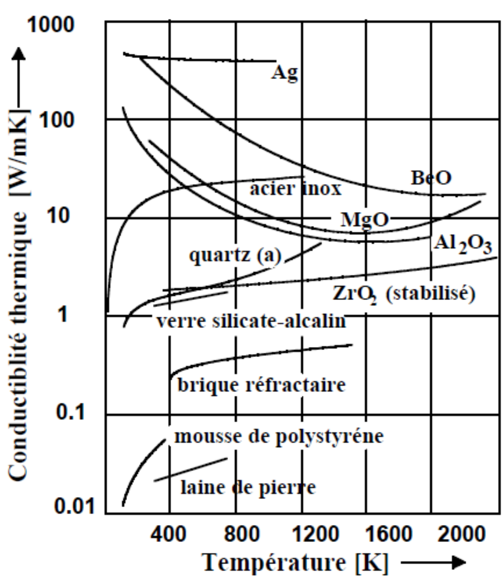
⇒ de l'**épaisseur** e de la paroi : plus elle est épaisse, plus elle est isolante.

⇒ de l'**écart de température** ΔT entre les côtés de la paroi : si il est nul, il y a équilibre thermique (pas de flux de chaleur) et plus il est important, plus le flux thermique le sera.

2 – REMARQUE SUR λ

La conductibilité thermique évolue en fonction de la température.
Parmi les **meilleurs conducteurs**, on trouve les métaux purs. Parmi les **meilleurs isolants** on ne trouve que des matériaux mousseux et poreux.





4 – FLUX DE CHALEUR

La densité du flux thermique est une puissance par unité de surface (exprimée en $W \cdot m^{-2}$). Pour une surface S, le flux de chaleur est simplement donnée par :

$$\boxed{\Phi = \varphi \cdot S}$$

Puissance (W)

Surface (m^2)

Densité de flux ($W \cdot m^{-2}$)

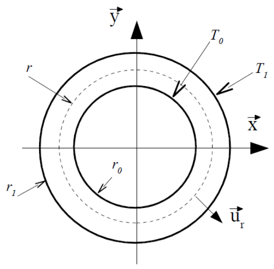
Dans la suite, le gradient de température est noté $\Delta T = T_0 - T_1$.

Géométrie plane

Considérons une paroi plane d'épaisseur constante e et de surface S traversée par un flux et supposons que les conditions aux limites sont uniformes sur les parois intérieures et extérieures. Dans ce cas, on a :

$$\boxed{\Phi = \lambda \cdot \frac{\Delta T}{e} \cdot S}$$

Géométrie cylindrique



Considérons un cylindre creux, d'axe de révolution $\vec{z}$, de rayon intérieur r_0 et de rayon extérieur r_1, petits devant sa longueur L, et supposons là aussi que les conditions aux limites sont uniformes sur les parois intérieures et extérieures.
Pour une longueur unitaire, on montre que le flux de chaleur est donné par :

$$\boxed{\Phi = 2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot L \cdot \frac{\Delta T}{ln\left(\frac{r_1}{r_0}\right)}}$$

En pratique, cette configuration est celle d'un tube à l'intérieur duquel circule un fluide.

Le résultat est indépendant du rayon r choisi pour la surface S car le flux qui entre par la paroi intérieure du cylindre est égal à celui qui ressort par la paroi extérieure.

Géométrie sphérique

Considérons une sphère creuse, de rayon intérieur r_0 et de rayon extérieur r_1, et supposons encore que les conditions aux limites sont uniformes sur les parois intérieures et extérieures.
On montre que le flux de chaleur est donné par :

$$\boxed{\Phi = 4 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot L \cdot \frac{\Delta T}{\frac{1}{r_0} - \frac{1}{r_1}}}$$

Chapitre 12

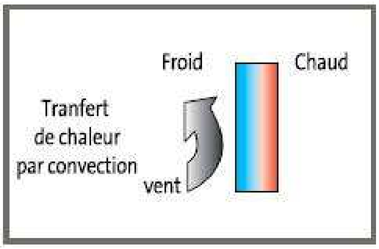
THERMIQUE

Transfert de chaleur par convection

3

1 – Préambule

La convection est un mode de propagation de la chaleur qui implique un mouvement relatif entre une **masse fluide** (liquide ou gaz) et une **paroi solide** (plane, cylindrique ou autre).



A l'interface « fluide/solide » existe un transfert de chaleur de l'élément le plus chaud vers l'élément le plus froid

On classe généralement la convection en deux principales catégories :

⇒ **la convection naturelle**, responsable de l'homogénéisation de la température dans une pièce d'habitation, des courants marins, de la circulation de l'atmosphère terrestre.

⇒ **la convection forcée**, le fluide doit son mouvement à une cause extérieure (pompe, ventilateur, agitateur, etc.). C'est le cas, par exemple, du refroidissement des moteurs à combustion interne : la pompe à eau pousse le liquide de refroidissement.

2 – Flux de chaleur en convection entre un fluide et une paroi

Quel que soit le type de convection (libre ou forcée) et quel que soit le régime d'écoulement du fluide (laminaire ou turbulent), le flux de chaleur φ est donné par la relation expérimentale dite **loi de Newton**.

$$\boxed{\varphi = h \cdot S \cdot \Delta T}$$

⇨ φ est le flux de chaleur (W),
⇨ h est le **coefficient de transfert de chaleur par convection**, ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$),
⇨ S est la surface d'échange par laquelle passe le flux de chaleur, (m^2),
⇨ ΔT est la différence de température (K),

3 – Coefficient de transfert de chaleur par convection

Formule générale

h dépend de très nombreux paramètres (caractéristiques du fluide, de l'écoulement, de la température, de la forme de la surface d'échange, …). On montre que :

$$\boxed{h = \frac{\lambda \cdot N_u}{D}}$$

⇨ λ : coefficient conductivité thermique du milieu fluide ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$),
⇨ N_u : nombre de Nusselt (sans dimension)
⇨ D : longueur caractéristique (m)

Ordre de grandeur de *h*

Configuration	h (Wm^{-2} °C^{-1})
Convection naturelle	
Dans un gaz	2-10
Dans un liquide	100-1000
Convection forcée	
Avec un gaz	10-200
Avec un liquide	100-5000
Ebullition de l'eau	
Dans un récipient	2500-35000
En écoulement dans un tube	5000-100000
Condensation de l'eau sous 1 atm	
Sur une surface verticale	1000-11000
A l'extérieur de tubes horizontaux	10000-25000

Ordre de grandeur du coefficient h

Nombre de Nusselt

L'expression de h fait intervenir le *nombre de Nusselt* qui exprime le rapport entre transferts thermiques par conduction et par convection.

Si la *conduction* est prépondérante, N_u est **faible** ; si la *convection* est prépondérante, alors N_u est **élevé**.

Le calcul du *nombre de Nusselt* dépend du type de conduction (forcée ou libre).

Dans certains cas de figure simples, un calcul théorique peut permettre d'aboutir à une expression analytique du flux de chaleur échangé par convection entre un fluide et une paroi.

THERMIQUE

Chapitre 12

4

Transfert de chaleur par convection forcée
Nombre de Nusselt

1 – RAPPEL

La convection est qualifiée de « forcée » si le mouvement relatif du fluide par rapport au solide est imposé par exemple par une pompe, un ventilateur, le déplacement du solide (voiture, avion), etc.

2 – CALCUL DU NOMBRE DE NUSSELT, N_U

Le calcul du *nombre de Nusselt* nécessite préalablement celui des *nombres de Reynolds* et *de Prandtl*.

▪ Nombre de Reynolds : voir la fiche associée (en mécanique des fluides)

▪ Nombre de Prandtl :

$$\boxed{P_r = \frac{C_P \cdot \mu}{\lambda}}$$

avec

- P_r : nombre de Prandtl (sans dimension)
- C_P : capacité thermique massique ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
- μ : viscosité dynamique ($kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$)
- λ : conductivité thermique ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)

Caractéristiques du fluide calculées à $\theta_f = \frac{\theta_p + \theta_\infty}{2}$

⇨ Le Prandtl compare la rapidité des phénomènes thermiques et des phénomènes hydrodynamiques dans un fluide.

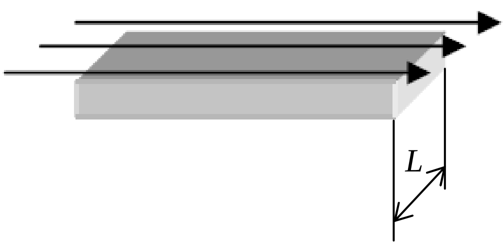
⇨ Un Prandtl élevé indique que le profil de température dans le fluide sera fortement influencé par le profil de vitesse.

⇨ Un Prandtl faible (exemple : métaux liquides) indique que la conduction thermique est tellement rapide que le profil de vitesse a peu d'effet sur le profil de température.

Ecoulement parallèle à une plaque plane

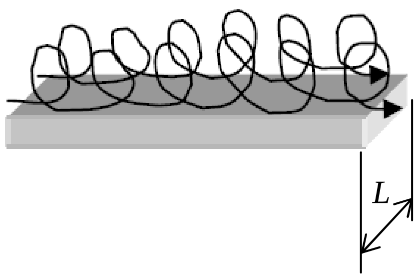
Le nombre de Nusselt est variable sur la largeur de la plaque. Le calcul donne une valeur moyenne.

⇨ Nusselt en écoulement **laminaire**



$$\boxed{N_u = 0{,}628 \cdot R_e^{0,5} \cdot P_r^{1/3}}$$

⇨ Nusselt en écoulement **turbulent**



$$\boxed{N_u = 0{,}035 \cdot R_e^{0,8} \cdot P_r^{1/3}}$$

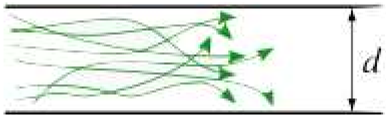
Ecoulement intérieur dans une conduite

⇨ Nusselt en écoulement **laminaire**

$$N_u = 1{,}86 \cdot (R_e \cdot P_r)^{1/3} \cdot \left(\frac{d}{L}\right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0{,}14}$$

Valable pour $R_e \cdot P_r \cdot \frac{d}{L} \geq 10$; μ_p calculée à θ_p

⇨ Nusselt en écoulement **turbulent**



$$N_u = 0{,}023 \cdot R_e^{0.8} \cdot P_r^{n}$$

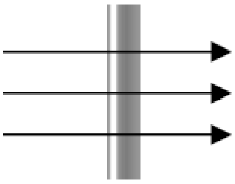
$n = 0{,}3$ si $\theta_{fluide} < \theta_{paroi}$

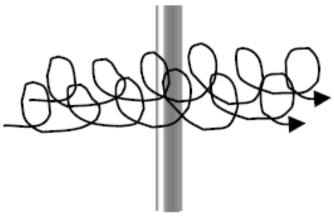
$n = 0{,}4$ si $\theta_{fluide} > \theta_{paroi}$

Ecoulement extérieur et perpendiculaire à une conduite circulaire

⇨ Nusselt en régime **laminaire** ou **turbulent** :

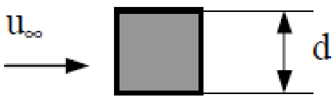
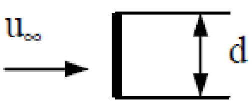
$$N_u = C \cdot R_e^{n} \cdot P_r^{1/3}$$





Re	C	n
0,4 – 4	0,989	0,330
4 – 40	0,911	0,385
40 – 4000	0,683	0,466
4000 – 40000	0,193	0,618
40000 - 250000	0,0266	0,805

Ecoulement extérieur et perpendiculaire à une conduite non circulaire

Géométrie	Re	C	n
	$5\ 10^3$ - 10^5	0,102	0,675
	$4\ 10^3 – 1{,}5\ 10^4$	0,228	0,731

1 – RAPPEL

La convection est qualifiée de « libre » ou « naturelle » si l'air est en simple contact avec un objet chaud. L'air voit sa température augmenter, sa masse volumique décroître et subit, de la part de l'air non encore chauffé, une poussée vers le haut (poussée d'Archimède) qui crée un courant d'air ascendant. La masse d'air chaud emporte avec elle une partie de la chaleur cédée par l'objet chaud.

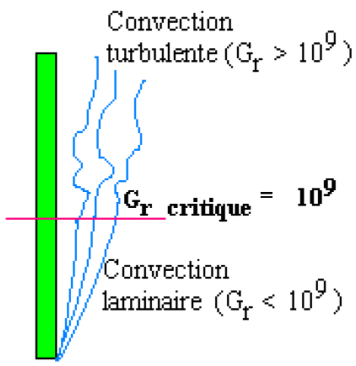
2 – CALCUL DU NOMBRE DE NUSSELT, NU

Le calcul du *nombre de Nusselt* nécessite préalablement celui du *nombre de Grashof*.

▪ Nombre de Grashof :

Le nombre de Grashof est à la convection naturelle ce que le nombre de Reynolds est à la convection forcée.

$$\boxed{G_r = \frac{\beta \cdot g \cdot \Delta T \cdot \rho^2 \cdot L^3}{\mu^2}}$$



β : coefficient de dilatation volumique du fluide, en $°C^{-1}$.

ΔT : écart de température paroi-fluide, en $°C$.

L : dimension linéaire en m caractéristique de la surface d'échange (côté d'un carré, diamètre d'un tube, …)

g : intensité du champ de pesanteur, en $m \cdot s^{-2}$.

ρ : masse volumique du fluide, en $kg \cdot m^{-3}$.

μ : viscosité dynamique du fluide, en $Pa \cdot s$.

Caractéristiques du fluide calculées à $\theta_f = \dfrac{\theta_p + \theta_\infty}{2}$

Corrélations valables pour tous fluides : Nu = C (Gr Pr) ^{m}			
Géométrie	**Gr Pr**	**C**	**m**
Plaques et cylindres verticaux	$10^4 - 10^9$ $10^9 - 10^{13}$	0,59 0,021	1/4 2/5
Cylindres horizontaux	$10^{-10} - 10^{-2}$ $10^{-2} - 10^2$ $10^2 - 10^4$ $10^4 - 10^7$ $10^7 - 10^{12}$	0,675 1,02 0,850 0,480 0,125	0,058 0,148 0,188 0,25 0,33
Face supérieure d'une plaque chaude ou face inférieure d'une plaque froide	$2.10^4 - 8.10^6$ $8.10^6 - 10^{11}$	0,54 0,15	0,25 0,33
Face inférieure d'une plaque chaude ou face supérieure d'une plaque froide	$10^5 - 10^{11}$	0,27	0,25

THERMIQUE

Résistance thermique R_{th}

1 – RAPPEL

L'étude de la propagation de la chaleur menée par Joseph Fourier en 1822 a montré différent mode de propagation de la chaleur dont la conduction dans un matériau. Ce mode est régi par la relation :

$$\boxed{\varphi = \lambda \cdot \frac{\Delta T}{e}}$$

φ est la densité du flux thermique ($W \cdot m^{-2}$), λ le coefficient de conductivité thermique ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$) qui dépend du matériau en lui-même et e l'épaisseur en m de la paroi traversée par le flux de chaleur.

2 – RESISTANCE THERMIQUE

Pour des raisons purement pratiques, on souhaite « regrouper » toutes les caractéristiques d'un solide dans une seule grandeur physique. Les caractéristiques sont le matériau (défini par son λ) et la géométrie (épaisseur, largeur, hauteur, rayon, etc.).

Ainsi, on définit la résistance R_{th} qui rend compte directement du pouvoir isolant d'une paroi (étant donné son matériau et son épaisseur) en posant :

$$\boxed{(T_0 - T_1) = R_{th} \cdot \Phi}$$

⇨ Unité de R_{th} : $K \cdot W^{-1}$

Plus R_{th} est élevé, plus la paroi est isolante.

Les constructeurs d'isolants pour les bâtiments donnent les valeurs de R_{th} de leurs produits.

R_{th} quantifie la « résistance » que le système oppose au passage de la chaleur. Son expression dépend de la géométrie considérée :

Géométrie plane

$$\boxed{R_{th} = \frac{e}{\lambda \cdot S}}$$

Géométrie cylindrique

$$\boxed{R_{th} = \frac{ln\left(\frac{r_1}{r_0}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot L}}$$

Géométrie sphérique

$$\boxed{R_{th} = \frac{\frac{1}{r_0} - \frac{1}{r_1}}{4 \cdot \pi \cdot \lambda}}$$

Remarque importante :

Pour la **géométrie plane**, on trouve parfois la résistance thermique surfacique exprimée en fonction de la densité du flux φ (et non du flux Φ) :

$$(T_0 - T_1) = R_{th} \cdot \varphi$$

Ce qui donne :

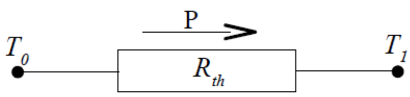
$$\boxed{R_{th} = \frac{e}{\lambda}}$$

⇨ Unité de R_{th} : $m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$

⇨ Il ne faut pas confondre la résistance thermique et la résistance thermique surfacique dans les calculs.

3 – ANALOGIE ELECTRIQUE

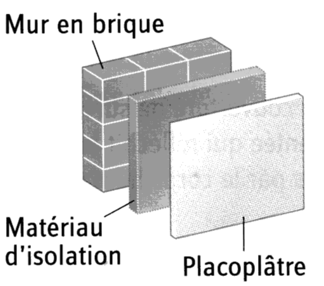
La relation $(T_0 - T_1) = R_{th} \cdot \Phi$ présente une analogie avec la loi d'Ohm en électricité. C'est pourquoi on parle d'analogie électrique : la température et le flux de chaleur jouent respectivement dans ce problème le même rôle que le potentiel et le courant en électricité.
On peut donc adopter pour les résistances thermiques la même représentation que pour les résistances électriques et construire le schéma électrique équivalent, et appliquer les mêmes règles de composition qu'en électricité (addition des résistances en série et des conductances en parallèle).



représentation d'une résistance thermique (analogie électrique)

4 – RESISTANCE THERMIQUE TOTALE

Si une paroi résulte d'un empilement de plusieurs parois de résistances différentes, alors la résistance totale est égale à la somme des résistances :



$R_{th}^{total} = R_{th}^{mur} + R_{th}^{isolant} + R_{th}^{placo}$

$$\boxed{R_{th} = \sum R_{th\,i}}$$