CHAP. 3 : TRANSFERT DE CHALEUR PAR CONVECTION

I. Généralités

La convection est un mode de transfert de chaleur qui met en jeu, en plus de la conduction, le mouvement macroscopique de la matière. Ce phénomène se produit au sein des milieux fluides (liquides ou gaz) en écoulement ou entre une paroi solide et un fluide en mouvement. Le fluide sera alors le siège non seulement de transport de chaleur mais également de transport de quantité de mouvement. On distingue deux types de convection:

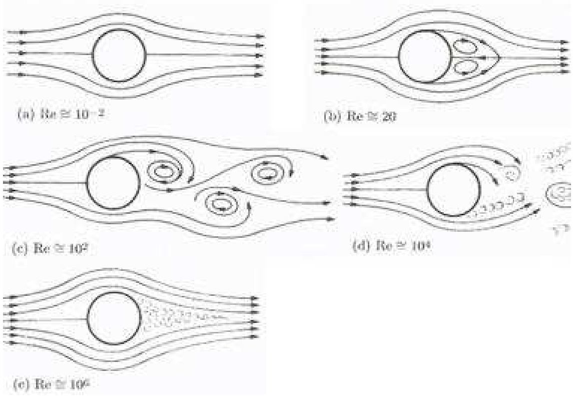
- *Convection naturelle:* les mouvements sont dus aux variations de masse volumique dans un fluide soumis au champ de pesanteur. Les variations de masse volumique peuvent être générées par des gradients de température (l'air chaud est plus léger que l'air froid) et/ou à des gradients de composition (air d'une pièce chauffé par un radiateur, courants océaniques ou atmosphériques…).
- *Convection forcée*: le mouvement du fluide est provoqué par des actions mécaniques extérieures (pompe, ventilateur…).
- On parlera de *convection mixte* lorsque les deux types de convection coexistent dans un système.

Dans le chapitre précédent, nous avons considéré les échanges par convection seulement comme une condition aux limites pour traiter des problèmes de conduction dans les solides (le système étudié était le solide qui échangeait de la chaleur par convection à sa frontière avec le milieu extérieur). Dans ce chapitre, le système étudié sera le fluide en mouvement, l'état thermique du solide étant alors pris comme condition aux limites.

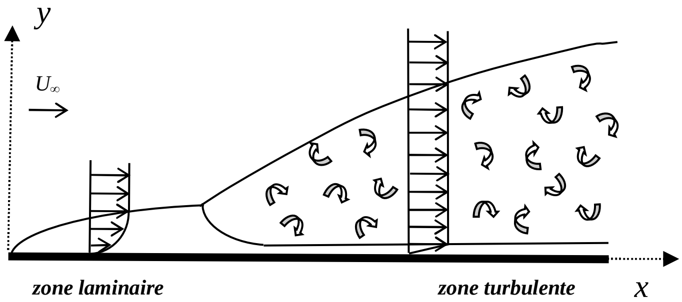
L'étude du transfert de chaleur par convection permet de déterminer les **échanges de chaleur se produisant entre une paroi et le fluide en écoulement**. On distingue alors classiquement deux grands types de configurations caractérisant la géométrie du système :

- ***Ecoulements externes****:* typiquement les écoulements autour d'obstacles (aéronautique, échangeurs…).
- ***Ecoulements internes***: concernent les écoulements dans les tuyaux (échangeurs) ou dans les locaux (thermique du bâtiment).

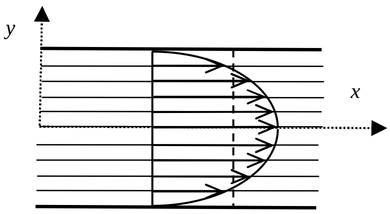
L'importance du flux de chaleur échangé par convection va dépendre du ***régime d'écoulement*** sous lequel se produisent les échanges : régime laminaire ou turbulent. Un écoulement laminaire est un écoulement caractérisé par des lignes de courant bien identifiables parallèles aux parois. Un écoulement turbulent est caractérisé par des structures tourbillonnaires qui favorisent le brassage du fluide et donc les échanges de chaleur. Pour certaines configurations, comme par exemple l'écoulement le long d'une plaque plane, l'écoulement peut évoluer d'un régime laminaire à un régime turbulent en passant par une phase de transition.



Ecoulement autour d'un cylindre : topologie de l'écoulement derrière le cylindre en fonction de l'intensité de l'écoulement initial.

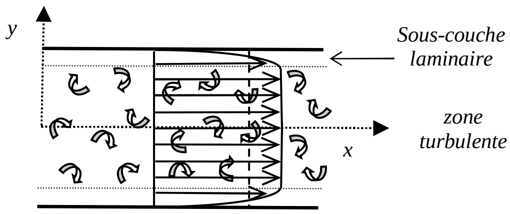


Ecoulement le long d'une plaque plane : développement de la couche limite dynamique. Transition laminaire – turbulent.



régime laminaire – écoulement interne

Le transfert de chaleur se produit : par conduction (diffusion) dans la direction *y*, par conduction (généralement négligeable) et convection dans la direction *x*.



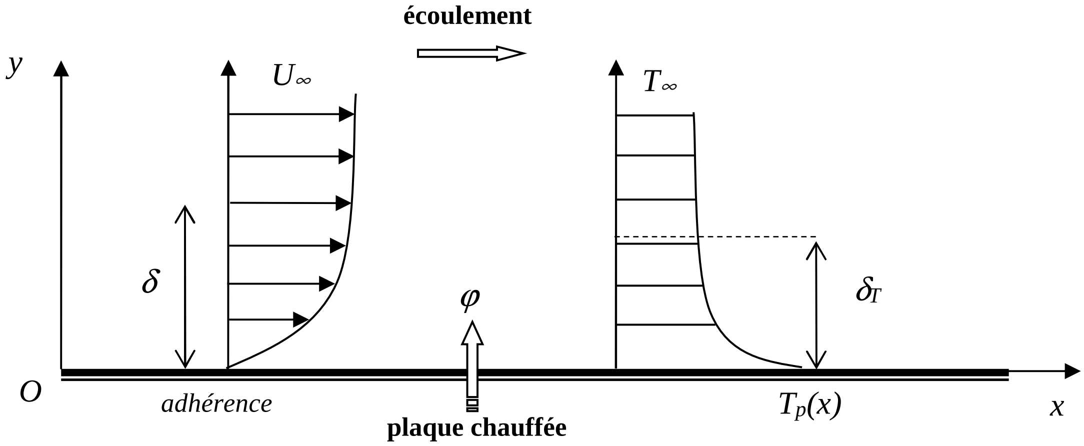
régime turbulent – écoulement interne

Le transfert de chaleur se produit : par convection dans toutes les directions dans la zone turbulente sauf dans la sous-couche laminaire près des parois.

La notion de température est directement liée à l'agitation des molécules qui composent la matière (on parle d'agitation thermique). Plus l'agitation (l'énergie cinétique) est importante, plus la température est élevée. Ainsi le transfert de chaleur d'une région chaude vers une autre plus froide correspond à un transfert d'énergie cinétique lors des chocs entre les molécules. De façon similaire, la viscosité correspond à une dissipation d'énergie liée au transfert de quantité de mouvement lors de ces mêmes chocs inter-moléculaires. On voit donc que les phénomènes de transfert de chaleur et de quantité de mouvement sont intimement liés, ce qui a amené à introduire l'analogie de Reynolds : les profils de vitesse et de température au sein d'un fluide en mouvement dans un tube et soumis à des échanges de chaleur par convection sont liés par une relation de similitude.

II. Coefficient d'échange convectif

Notion de couche limite : c'est une région de l'espace au sein de laquelle sont observés les gradients de vitesse (couche limite dynamique) ou les gradients de température (couche limite thermique). Le développement de la couche limite dynamique est dû au phénomène de *diffusion de quantité de mouvement* par frottement visqueux. Le développement de la couche limite thermique est dû au phénomène de *diffusion d'enthalpie*. On note δ l'épaisseur de la ***couche limite dynamique*** et δ_T l'épaisseur de la ***couche limite thermique.***



Au voisinage des parois, compte tenu des faibles vitesses du fluide, le transfert d'énergie par diffusion est dominant. Cette couche constitue la principale résistance au transfert de chaleur entre la paroi et le fluide en mouvement. Ainsi au voisinage immédiat de la paroi, on pourra définir une résistance thermique locale de conduction, R, telle que : $R \approx \dfrac{\delta_T}{\lambda}$ où λ est la conductivité thermique du fluide. La densité de flux (flux par unité de surface) échangée entre la paroi et le fluide s'écrit alors :

$$\varphi = \frac{\Delta T}{R} \approx \frac{\Delta T}{\delta_T / \lambda} = \frac{T_p - T_\infty}{\delta_T / \lambda}$$

Le transfert de chaleur se produit ensuite par convection dans le fluide et la densité de flux obéit alors à la loi de Newton :

$$\varphi = h\, \Delta T$$

où h désigne le coefficient d'échange convectif ($W.m^{-2}.K^{-1}$).

On aura alors : $\varphi \approx \dfrac{\Delta T}{\delta_T / \lambda} \approx h\, \Delta T \quad \Rightarrow \quad h \approx \dfrac{\lambda}{\delta_T}$

Lorsque l'on parle de densité de flux de chaleur, on s'intéresse au flux de chaleur échangé **localement** entre la paroi et le fluide. On y associe un coefficient d'échange convectif local, h. Les conditions d'écoulement pouvant varier d'un point à l'autre de la paroi, le coefficient d'échange et donc le flux de chaleur échangé, peuvent aussi varier. On définit ainsi un coefficient d'échange convectif moyen, $\bar{h}$, qui correspond au coefficient d'échange local moyenné sur toute la surface de la paroi au contact avec le fluide :

$$\bar{h} = \frac{1}{S} \iint_S h\, dS$$

Les épaisseurs de couches limites au sein desquelles se produisent les transferts de chaleur et de quantité de mouvement dépendent d'un grand nombre de paramètres (nature du fluide, régime d'écoulement, taille et géométrie du système, état de surface de la paroi…) et sont donc difficiles à caractériser. Le coefficient d'échange convectif, qui donne accès au calcul du flux de chaleur échangé entre la paroi et le fluide, est directement lié à ces épaisseurs de couches limites et est ainsi une grandeur extrêmement difficile à évaluer. Ce coefficient est difficile à calculer précisément mais on peut toutefois donner des ordres de grandeurs (en $W.m^{-2}.K^{-1}$) :

- convection forcée : gaz $h \sim 100$, liquide $h \sim 10^3$ à 10^5. Application : échangeurs, refroidissement des circuits électroniques…

- convection naturelle : gaz $h \sim 10$, liquide $h \sim 10^2$. Application : thermique de l'habitat, météorologie, mouvements dans le manteau terrestre, courants océaniques…

Rq : lorsque la turbulence de l'écoulement augmente, l'épaisseur de la sous-couche laminaire diminue et donc la résistance thermique décroît. Ainsi, le flux de chaleur échangé pour un écart de température donné, augmente.

III. Lois de corrélation pour le coefficient d'échange convectif

Dans le domaine de l'ingénierie, les coefficients d'échange sont calculés à partir de lois de corrélations, obtenues soit par l'analyse précise des mécanismes qui gouvernent les transferts dans les couches limites, ou obtenues à partir d'expérimentations (lois empiriques).

1. Paramètres caractéristiques de la convection

Les échanges de chaleur par convection se produisent au sein d'un fluide en écoulement. On a vu que le coefficient d'échange, qui intervient dans le calcul du flux de chaleur, était lié à de nombreux paramètres, notamment au régime d'écoulement (laminaire ou turbulent), à la nature du fluide et à la géométrie du système. Ainsi on cherchera à exprimer *h* en fonction de la vitesse de l'écoulement, des coefficients de diffusion de quantité de mouvement et de chaleur (qui contrôlent les épaisseurs de couche limite) et d'une longueur caractéristique du système.

Dans la pratique, on utilise plutôt des grandeurs sans dimensions.

- Le flux de chaleur échangé par convection, et donc indirectement le coefficient d'échange convectif *h*, sera caractérisé en le comparant à un flux de chaleur de référence échangé par conduction. On définit ainsi un nombre sans dimension, appelé **nombre de Nusselt** :

$$\boxed{Nu_{L_{ref}} = \frac{flux\ convectif}{flux\ de\ conduction\ \ de\ référence} = \frac{loi\ de\ Newton}{loi\ de\ Fourier} = \frac{h\ S\ \Delta T}{\lambda\ S\ \frac{\Delta T}{L_{ref}}}}$$

$$\boxed{Nu_{L_{ref}} = \frac{h\ L_{ref}}{\lambda}}$$

Un nombre de Nusselt élevé signifiera donc que les échanges de chaleur par convection prédominent face aux échanges par conduction.

Le nombre de Nusselt fait bien entendu apparaître le coefficient d'échange convectif. On pourra ainsi définir un **nombre de Nusselt local** à partir du coefficient d'échange local associé au flux de chaleur échangé localement entre une paroi et le fluide ou bien un **nombre de Nusselt moyen** défini à partir du coefficient d'échange moyen associé au flux de chaleur global sur toute la surface de la paroi.

Exemple : écoulement le long d'une plaque plane de longueur *L* :

- Nombre de Nusselt local en une position *x* donnée le long de la plaque : $Nu_x == \frac{h(x)\,x}{\lambda}$
- Nombre de Nusselt moyen calculé sur la longueur de la plaque : $Nu_L == \frac{\bar{h}\,L}{\lambda}$ où $\bar{h} = \frac{1}{L}\int_0^L h_x dx$

- Le régime d'écoulement en **convection forcée** est caractérisé à partir d'un nombre sans dimension : **le nombre de Reynolds**, qui quantifie l'importance des forces d'inertie (moteur de l'écoulement) par rapport aux forces visqueuses (dissipation, frein à l'écoulement). Il s'écrit :

$$\boxed{\mathrm{Re}_{L_{ref}} = \frac{forces\ d'inertie}{forces\ visqueuses} = \frac{moteur}{frein} = \frac{\rho \dfrac{U^2}{L_{ref}}}{\mu \dfrac{U}{L_{ref}^2}} = \frac{U\ L_{ref}}{\nu}}$$

où : U est la vitesse caractéristique de l'écoulement ($m.s^{-1}$).

L_{ref} est une longueur caractéristique du système étudié (m).

ν est la **viscosité cinématique** du fluide (ou **diffusivité de quantité de mouvement**), définie par :

$$\boxed{\nu = \frac{\mu}{\rho}}$$

où μ est la **viscosité dynamique** du fluide ($kg.m^{-1}.s^{-1}$)

ρ est la masse volumique du fluide ($kg.m^{-3}$)

ν est ainsi une propriété physique du fluide, qui quantifie la capacité de ce fluide à diffuser la quantité de mouvement (à atténuer les gradients de vitesse). Elle s'exprime en m^2/s.

Dans le cas d'un écoulement le long d'une plaque plane de longueur L, l'écoulement sera considéré comme turbulent si $\mathrm{Re}_L \geq \mathrm{Re}_{critique} \approx 5\times10^5$.

Dans le cas d'un écoulement dans un tube cylindrique de rayon D, l'écoulement sera considéré comme turbulent si $\mathrm{Re}_D \geq \mathrm{Re}_{critique} \approx 2100$.

- Le régime d'écoulement en **convection naturelle** est caractérisé à partir d'un nombre sans dimension : **le nombre de Grashof**, qui quantifie l'importance des forces d'Archimède (moteur de l'écoulement) par rapport aux forces visqueuses (dissipation, frein à l'écoulement). Il s'écrit :

$$\boxed{Gr_{L_{ref}} = \frac{g\ \beta\ \Delta T\ L_{ref}^3}{\nu^2}}$$

où : g est l'accélération de la pesanteur ($m.s^{-2}$).

β est le coefficient de dilatation thermique (K^{-1}) : $\beta = -\frac{1}{\rho}\left.\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p$.

ΔT est un écart de température caractéristique du système étudié (K).

- Le comportement du fluide vis-à-vis des échanges de chaleur par convection est caractérisé par le **nombre de Prandtl**. C'est un paramètre sans dimension défini par le rapport entre la diffusivité de quantité de mouvement et la diffusivité thermique :

$$\boxed{Pr = \frac{\nu}{\alpha}}$$

α est la **diffusivité thermique** du fluide, définie par : $\boxed{\alpha = \frac{\lambda}{\rho c_p}}$

où λ est la **conductivité thermique** du fluide ($W.m^{-1}.K^{-1}$)

c_p est la **chaleur spécifique** du fluide ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)

α est ainsi une propriété physique du fluide, qui quantifie la capacité de ce fluide à diffuser la chaleur (à atténuer les gradients de température). Elle s'exprime en m^2/s.

Le nombre de Prandtl peut être vu comme un rapport de deux temps caractéristiques : le temps de diffusion de la quantité de mouvement, $\tau_\nu = \frac{L_{ref}^2}{\nu}$ et le temps de diffusion thermique, $\tau_\alpha = \frac{L_{ref}^2}{\alpha}$:

$$Pr = \frac{\tau_\alpha}{\tau_\nu}$$

Ainsi un nombre de Prandtl faible (cas des métaux liquides) signifie que la diffusion de la chaleur dans le fluide se produit très vite (temps de diffusion très court) de telle sorte que le champ de vitesse n'a pas le temps d'affecter le champ de température. Inversement, un nombre de Prandtl élevé signifie que le champ de température dans le fluide est fortement influencé par le champ de vitesse.

Ordres de grandeur (conditions normales de pression et de température) : $Pr_{air} \approx 0.7$, $Pr_{eau} \approx 7$, $Pr_{huile} \approx 1000$.

- Le nombre de Prandtl peut être combiné au nombre de Reynolds pour former le **nombre de Péclet** :

$$\boxed{Pe_{L_{ref}} = Re_{L_{ref}}\ Pr = \frac{U\ L_{ref}}{\alpha}}$$

- Le nombre de Prandtl peut être combiné au nombre de Grashof pour former le **nombre de Rayleigh** :

$$\boxed{Ra_{L_{ref}} = Gr_{L_{ref}}\ Pr = \frac{g\ \beta\ \Delta T\ L_{ref}^3}{\nu\ \alpha}}$$

2. Lois de corrélation en convection

Le transfert de chaleur par convection dépend du régime d'écoulement (laminaire ou turbulent) et de la nature du fluide.

En convection forcée, on cherchera donc à établir des corrélations qui relient le nombre de Nusselt aux nombres de Reynolds et de Prandtl :

$$Nu_{L_{ref}} = f\left(Re_{L_{ref}}, Pr\right)$$

Les principales corrélations sont présentées en annexe.

En convection naturelle, on cherchera à établir des corrélations qui relient le nombre de Nusselt aux nombres de Grashof et de Prandtl. Les études montrent que les corrélations s'écrivent simplement en utilisant le nombre de Rayleigh : $Nu_{L_{ref}} = f\left(Ra_{L_{ref}}\right)$

3. Méthodologie pour calculer le flux de chaleur en convection

- Calcul du nombre de Reynolds, $Re_{L_{ref}}$ (convection forcée) ou du nombre de Rayleigh, $Ra_{L_{ref}}$ (convection naturelle), et du nombre de Prandtl, Pr.
- Choix de la corrélation.

- Calcul du nombre de Nusselt : $Nu_{L_{ref}} = f\left(Re_{L_{ref}}, Pr\right)$ ou $Nu_{L_{ref}} = f\left(Ra_{L_{ref}}\right)$.
- Calcul du coefficient d'échange (local ou moyen) : $h = \frac{\lambda}{L_{ref}} Nu_{L_{ref}}$.
- Calcul du flux de chaleur (local ou global) par la loi de Newton.

Remarque : Dans le cas des conduites, la longueur caractéristique est le **diamètre hydraulique**, défini par :

$$D_h = 4 \frac{Section\ de\ passage\ du\ fluide}{Périmètre\ mouillé\ de\ la\ conduite} = 4 \frac{S}{P}$$

exemples :

- cylindre de diamètre D totalement rempli de fluide :

$$S = \pi \frac{D^2}{4} \text{ et } P = \pi D \qquad \Rightarrow \qquad D_h = D$$

- conduite rectangulaire de hauteur h, de largeur L totalement remplie de fluide :

$$S = h\, L \text{ et } P = 2(a + L) \qquad \Rightarrow \qquad D_h = 2 \frac{h\, L}{h + L}$$

dans le cas où $L >> h$: $D_h = 2 \frac{h\, L}{h + L} = 2 \frac{h}{\frac{h}{L} + 1} \approx 2\, h$

PRINCIPALES LOIS DE CORRELATION EN CONVECTION FORCEE

$$Nu = f(Re, Pr)$$

Les propriétés thermo-physiques qui interviennent dans les nombres de Reynolds et de Prandtl sont évaluées à la température moyenne entre la température de l'écoulement et la température de surface du solide.

Convection forcée interne

Diamètre hydraulique d'une conduite : $D_h = \frac{4S}{P}$ S : section de passage du fluide

P : périmètre mouillé de la conduite.

<table>
<tr><td colspan="2">Ecoulement dans une conduite de diamètre hydraulique D_h en régime établi</td></tr>
<tr><td>Régime laminaire ($Re_{Dh} < 2100$)
Corrélation empirique valable pour conduite chauffée à température constante T_p
$0.48 < Pr < 16700.$</td><td>Régime turbulent
Corrélations valables si $Re_{Dh} > 10^4$,
$0.7 < Pr < 160$</td></tr>
<tr><td>$\overline{Nu}_{Dh} = 1.86 \left(\frac{Re_{Dh} \Pr D_h}{L}\right)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0.14}$
si $0.0044 < \frac{\mu}{\mu_p} < 9.75$
μ_p viscosité dynamique calculée à T_p.</td><td>Corrélation de Colburn
$Nu_{Dh} = 0.023\, Re_{Dh}^{0.8}\, Pr^{0.33}$
Corrélation empirique de Dittus-Boelter
$Nu_{Dh} = 0.023\, Re_{Dh}^{0.8}\, Pr^{n}$ n = 0.4 si paroi chauffée
n=0.3 si paroi refroidie</td></tr>
</table>

Rq : pour un tube totalement rempli de fluide, une solution analytique peut être obtenue en régime laminaire :

- paroi chauffée à température constante : $Nu_D = 3.66$
- paroi chauffée à flux constant. $Nu_D = 4.36$

Convection forcée externe

<table>
<tr><td>Ecoulement autour d'un cylindre de diamètre D : corrélation de Hilpert
$Pr \geq 0.7$</td></tr>
<tr><td>$\overline{Nu}_D = C\, Re_D^m\, Pr^{0.33}$</td></tr>
</table>

Re_D	C	m
0.4 – 4	0.989	0.33
4 – 40	0.911	0.385
40 – 4 10^3	0.683	0.466
4 10^3 - 4 10^4	0.193	0.618
4 10^4 - 4 10^5	0.027	0.805

Ecoulement autour d'une **sphère de diamètre *D* :** corrélation de Whitaker valable pour : 3.5 $\leq Re_{Dh} \leq 8\ 10^4$ et $0.7 < Pr < 380$
$\overline{Nu}_D = 2 + \left(0.4\ Re_D^{0.5} + 0.06\ Re_D^{0.66}\right) Pr^{0.4} \left(\frac{\mu_\infty}{\mu_S}\right)$

μ_∞ est la viscosité dynamique du fluide calculée à la température de l'écoulement à l'infini (loin de la sphère).

μ_S est la viscosité dynamique du fluide calculée à la température de surface de la sphère.

Ecoulement le long d'une **plaque plane de longueur *L***	
Régime laminaire	Régime turbulent
Local : $Nu_x = 0.332\ Re_x^{0.5}\ Pr^{0.33}$ $(Pr \geq 0.6)$ Moyen : $\overline{Nu}_L = 0.664\ Re_L^{0.5}\ Pr^{0.33}$	$Nu_x = 0.0296\ Re_x^{0.8}\ Pr^{0.33}$ $(0.6 < Pr < 60)$ $\overline{Nu}_L = 0.037\ Re_L^{0.8}\ Pr^{0.33}$