4.6. Nombres adimensionnels

Tableau 4.3. Les nombres adimensionnels souvent utilisées en présence de la convection thermique qu'elle soit libre ou forcée sont résumés dans le tableau ci-dessous.

Nom	Symbole	Expression	Signification
Reynolds	Re	$\mathrm{Re}=\frac{\rho V L^{*}}{\mu}$ $\mathrm{Re}=\frac{\text{Forces d'énertie}}{\text{Forces de viscosité}}$	Il caractérise la nature de l'écoulement laminaire ou turbulent en convection forcée
Nusselt	Nu	$Nu=\frac{hS\Delta T}{\lambda\frac{S}{L^{*}}\Delta T}=\frac{hL^{*}}{\lambda}$ $Nu=\frac{\text{flux échangé par convection}}{\text{flux échangé par conduction}}$	Il caractériser le type de transfert thermique entre un fluide et une paroi.
Prandtl	Pr	$\mathrm{Pr}=\frac{\mu Cp}{\lambda}=\frac{\nu}{\alpha}$ $\mathrm{Pr}=\frac{\text{viscosité cinématique}}{\text{diffusivité thermique}}$	Le rapport entre la diffusivité de la quantité de mouvement (viscosité cinématique) et celle de la chaleur
Grashoff	Gr	$Gr=\frac{\rho^{2}g\beta\Delta TL^{*3}}{\mu^{2}}=\frac{g\beta\Delta TL^{*3}}{\nu^{2}}$	Il Compare la force ascensionnelle et la force visqueuse
Rayleigh	Ra	$Ra=\frac{Cp\rho^{2}g\beta\Delta TL^{*3}}{\mu\lambda}=Gr.\mathrm{Pr}$	Il remplace le Reynolds dans la convection libre (il caractérise la convection naturelle)
Peclet	Pe	$Pe=\frac{C_{P}\rho VL^{*}}{\lambda}=\frac{C_{P}\rho VL^{*}\Delta T}{\lambda\Delta T}$	Compare la capacité calorifique du fluide à la conductivité axiale.

4.7. Corrélations utilisées pour déterminer le nombre adimensionnel Nusselt

Un grand nombre de formules empiriques est disponible pour déterminer le coefficient de transmission de chaleur par convection à travers l'expression du nombre de Nusselt.
Dans le tableau suivant quelques corrélations du nombre de Nusselt sont présentées avec leurs domaines d'applications et pour les deux types de convection (forcée et libre).

4.7.1. Convection forcée

Tableau 4.4. Corrélations donnant le nombre de Nu pour différentes configurations et en convection forcée

Géométrie, régime d'écoulement	Corrélations	Observations
Plaque plane, laminaire Plaque plane, Turbulent	$Nu_L = 0.664\, Re^{1/2} Pr^{1/3}$ $Nu_L = 0.037\, Re^{4/5} Pr^{1/3}$	Re < 5.10^5, Pr > 0.6 $5.10^5 \leq Re \leq 10^7$ $0.6 \leq Pr \leq 60$
Écoulement à l'intérieur des tubes circulaire lisses, Laminaire	$Nu_D = 3.66 + \frac{0.0668 Re_D \Pr(D/L)}{1+0.04\left[Re_D \Pr(D/L)\right]^{2/3}}\left(\frac{\mu_m}{\mu_p}\right)^{0.14}$ $Nu_D = 1.86(\mathrm{Re}_D \Pr)^{1/3}\left(\frac{D}{L}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu_m}{\mu_p}\right)^{0.14}$ $Nu_D = 3.66 + \frac{0.104 Re_D \Pr(D/L)}{1+0.016\left[Re_D \Pr(D/L)\right]^{0.8}}$	Re_D Pr. D/L) >10 (Re_D Pr. D/L) <100
Écoulement à	$Nu_D = 0.023(\mathrm{Re}_D)^{0.8}(\Pr)^{1/3}$ $Nu_D = 0.023(\mathrm{Re}_D)^{0.8}(\Pr)^{n}$	Colburn L/D > 60 $0.7 \leq Pr \leq 100$ $10^4 \leq Re_D \leq 1.2 10^5$

l'intérieur des tubes circulaire lisses, Turbulent	$Nu_D = 0.023(\mathrm{Re}_D)^{0.8}(\mathrm{Pr})^{1/2}\left(\frac{\mu_m}{\mu_p}\right)^{0.14}$ $Nu_D = 0.023(\mathrm{Re}_D)^{1/5}(\mathrm{Pr})^{1/3}\left(\frac{\mu_m}{\mu_p}\right)^{0.14}\left[1+\left(\frac{D}{L}\right)^{0.7}\right]$	Dittus-Boelter n=0.4 chauffage n=0.3 refroidissement Seider et Tate McAdams Pour le régime d'entrée dans les tubes
Écoulement autour d'un cylindre	$Nu_D = 0.3 + \frac{0.62 Re_D^{1/2}\,\mathrm{Pr}^{1/3}}{1+0.016\left[1+(0.4/\mathrm{Pr})^{2/3}\right]^{1/4}}\left[1+\left(\frac{\mathrm{Re}_D}{282.10^3}\right)^{5/8}\right]^{4/5}$ Re Pr > 0.2	Churchill – Bernstein
Écoulement autour d'une sphère	$Nu_D = 2+\left[0.4(\mathrm{Re}_D)^{1/2}+0.06(\mathrm{Re})^{2/3}\right](\mathrm{Pr})^{0.4}\left(\frac{\mu_m}{\mu_p}\right)^{1/4}$	Whitaker $3.5 \le \mathrm{Re} \le 80.10^3$ $0.7 \le \mathrm{Pr} \le 380$

4.7.2. Convection libre

Tableau 4.6. Corrélations donnant le nombre de Nu pour différentes configurations et en convection forcée

Géométrie	Corrélations	Commentaires
Plaque verticale	$Nu_L = \left[0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{\left[1+(0.492/\mathrm{Pr})^{9/16}\right]^{8/27}}\right]^2$	Pour toute la plage de Rayleigh Longueur caractéristique L
Plaque horizontale	$Nu_L = 0.59 Ra_L^{1/4}$ Ra : 10^4-10^7 $Nu_L = 0.1 Ra_L^{1/3}$ Ra : 10^7-10^{11} $Nu_L = 0.59 Ra_L^{1/4}$ Ra : 10^5-10^{11}	La longueur caractéristique L=A/P A : surface de la plage

		P : périmètre de la plaque
Cylindre vertical	$Nu_L = \left[0.825 + \dfrac{0.387 Ra_L^{1/6}}{\left[1+(0.492/\mathrm{Pr})^{9/16}\right]^{8/27}} \right]^2$	$D \geq \dfrac{35L}{Gr_L^{1/4}}$ L : Longueur du cylindre
Cylindre horizontal	$Nu_D = \left[0.6 + \dfrac{0.387 Ra_D^{1/6}}{\left[1+(0.559/\mathrm{Pr})^{9/16}\right]^{8/27}} \right]^2$	D : diamètre du cylindre $Ra_D \leq 10^{12}$
Sphère	$Nu_D = 2 + \dfrac{0.589 Ra_D^{1/4}}{\left[1+\left(0.469/\mathrm{Pr}\right)^{9/16}\right]^{4/9}}$	D : diamètre de la sphère $Ra_D \leq 10^{11}$ $\mathrm{Pr} \geq 0.7$

4.8. La méthodologie de résolution d'un problème de convection

Les étapes à suivre lorsqu'on veut déterminer le flux de chaleur échangé entre un fluide et une paroi solide sont :

1. Définir correctement le type de convection forcée ou libre (naturelle)
2. Spécifier les conditions géométriques du problème à résoudre (plaque plane, cylindre, sphère)
3. Spécifier une température de référence et déterminer les propriétés thermo-physiques du fluide à cette température (calculer le nombre de Prandtl).
4. Déterminer le régime d'écoulement (laminaire ou turbulent) à partir du nombre de Reynolds (convection forcée), nombre de Rayleigh (convection libre).
5. Calculer le nombre de Grashof pour la convection libre
6. Choisir une corrélation correspondante à la configuration étudiée pour déterminer Nusselt.
7. Calculer le coefficient de transfert de chaleur convectif h
8. Calcul du flux thermique en utilisant la formule de newton $\Phi = hS\Delta T$