Chapitre 4:

Transfert de chaleur par convection

La convection est le mode de transfert de chaleur qui se produit au sein des milieux fluides (gaz ou liquide). Elle intervient dans les échanges thermiques entre une paroi et un fluide en mouvement. On distingue deux types de convection.

Convection libre ou naturelle : où le mouvement du fluide est causé par un champs de forces intérieur (gradient de température implique un gradient de densité)

Convection forcée : provoquée par une action mécanique circulation d'un fluide à l'aide d'une pompe ...etc.

Expression du flux : quelque soit le type de convection (libre ou forcée) et quelque soit le régime d'écoulement du fluide (laminaire ou turbulent) le flux de chaleur ϕ est donné par la relation de Newton

$$\phi = h S \Delta T$$

Détermination du coefficient h

. Le problème majeur à résoudre avant le calcul du flux de chaleur consiste à déterminer le coefficient de transfert de chaleur par convection h qui dépend d'un nombre important de paramètres :

Caractéristiques du fluide (λ, C_p, ρ, μ)

Caractéristique de l'écoulement (V)

La géométrie de la surface d'échange (D, L)

Il existe 4 méthodes pour le calcul de h.

1. Analyse dimentionnelle combinée avec les expériences.
2. Solution mathématique exacte des équations de la Couche limite (C L)
3. Méthodes intégrales approchées par l'analyse des équations de la (C L)
4. L'analyse de transfert de chaleur et de masse et quantité de mouvement.

∘ Analyse dimensionnelle

L'analyse dimensionnelle est différente des autres méthodes par le fait qu'elle n'introduit pas des équations mathématiques à résoudre.

Elle permet la combinaison d'un certain nombre de variables (ou groupes adimensionnels) qui débouchera sur les relations empiriques décrivant des résultats expérimentaux d'une manière acceptable et largement utilisable.

Le théorème de Vashy – Buckingom ou théorème des groupements π, soit l'équation physique $F(G_1, G_2, \ldots G_n) =$

Cette fonction peut s'écrire $F(\pi_1, \pi_2 \ldots \pi_{n-k}) = 0$

avec $(\pi_1, \pi_2 \ldots, \pi_{n-k})$ désigne de nombres sans dimension est indépendant.

les nombre des π (nombres adimensionnels) égale à $(n-k)$ avec n nombre de grandeurs physiques et

K : nombre des unités fondamentales intervenant dans l'étude du problèmes.

- Convection forcée.

application de l'analyse dimensionnelle pour déterminer h le coefficient h dépend de 6 paramètres.

$h = f(\lambda, c_p, \rho, V, \mu, D)$ ---(1)

- Géométrie de la surface d'échange.

pour un tube D et pour une plaque L [m]

- caractéristiques du fluide

ρ : masse volumique [Kg/m^3]

c_p : capacité thermique massique $\left(\frac{J}{Kg.K}\right)$

λ : Conductivité thermique (W/m.K)

μ : viscosité dynamique (Kg/m.s)

V : Vitesse (m/s)

T : Température

les grandeurs fondamentales.

longueur	temps	température	Masse
L	t	T	M

surface : L^2

volume : L^3

vitesse : L/t

Force : ML/t^2

énergie $M L^2/t^2$

puissance $M L^2/t^3$

Conductivité $M L/t^3 T$

• Selon le théorème de Buckingham :

$h = f(\lambda, \rho, cp, \mu, V, D) \Rightarrow f(\lambda, \rho, cp, \mu, V, D, h) = 0$ ... (1)

On a : $[D] : L$

$[\lambda] : M L t^{-3} T^{-1}$

$[cp] : L^2 t^{-2} T^{-1}$

$[\rho] : M L^{-3}$

$[\mu] : M L^{-1} t^{-1}$

$[V] : L t^{-1}$

$[h] : M t^{-3} T^{-1}$

la relation (1) sera réduite à une relation entre

$7 - 4 = 3$ nombres sans dimension

$F(\pi_1, \pi_2, \pi_3) = 0$

chaque nombre adimensionnel à la forme suivante

$\pi = \lambda^a cp^b \rho^c V^d \mu^e D^f h^g$

$$\pi = \left[\frac{ML}{t^3 T}\right]^a \cdot \left[\frac{L^2}{t^2 T}\right]^b \cdot \left[\frac{M}{L^3}\right]^c \left[\frac{L}{t}\right]^d \cdot \left[\frac{M}{L t}\right]^e \left[L\right]^f \left[\frac{M}{t^3 T}\right]^g$$

π est un nombre adimensionnel et a, b, ..., g sont des inconnues.

Pour que le produit π soit sans dimension, il il est necessaire que la somme des exposants des differentes dimensions soit nulle

Pour :

$L : a + 2b - 3c + d - e + f = 0$

$M : a + c + e + g = 0$

$t : -3a - 2b - d - e - 3g = 0$

$T : -a - b - g = 0$

Par exemple Cherchons h, cp, V

le coefficient h $\Rightarrow g = 1$ et $b = 0$ $d = 0$

$a + 0 - 3c + 0 - e + f = 0 \Rightarrow a - 3c - e + f = 0$

$a + c + e + 1 = 0$

$-3a - 0 - 0 - e - 3 = 0$

$-a - 0 - 1 = 0 \Rightarrow a = -1$

$a = -1,\ e = 0,\ c = 0,\ b = 0,\ d = 0,\ g = 1,\ f = 1$

$\pi_1 = \frac{h \cdot D}{\lambda}$ le nombre de Nusselt.

pour la chaleur specifique : $cp \Rightarrow b = 1,\ d = 0,\ g = 0$

$a + 2 - 3c - e + f + 0 = 0$

$a + c + e + 0 = 0$

$-3a - 2 - 0 - e - 3.0 = 0$

$-a - 1 - 0 = 0 \Rightarrow a = -1$

$a = -1,\ b = 1,\ d = 0,\ e = 1,\ f = 0,\ g = 0$

$\pi_2 = \lambda^{-1} \mu \, c_p = \frac{\mu c_p}{\lambda}$ nombre adimensionnel Prandth

Pour la vitesse. V: $d=1, b=0, g=0$

$a+0-3c-e+f+1=0$

$a+c+e+0=0$

$-3a-0-1-e-0=0$

$-a-0-0=0 \Rightarrow a=0$

$a=0, \; e=-1, \; c=1, \; f=1, \; d=1, \; b=0, \; g=0$

$\pi_3 = \frac{\rho V . D}{\mu}$ nombre adimensionnel Reynolds

donc la loi fondamentale de la convection forcée est de la forme

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

- Formules empiriques couramment utilisées

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

- Echange de chaleur le long d'une plaque plane
  - Régime laminaire $Re \leq 3.10^5$

$$Nu_L = 0{,}66 \, (Re_L)^{\frac{1}{2}} . (Pr)^{\frac{1}{3}}$$

  - Régime turbulent $Re > 3.10^5$

$$Nu_L = 0{,}036 \, (Re_L)^{4/5} . (Pr)^{\frac{1}{3}}$$

• Ecoulement à l'intérieur des tubes cylindriques lisses

• Régime laminaire $Re \leq 2000$ ou 2300

Haussen $Nu_D = 3.66 + \dfrac{0{,}0668\, Re . Pr \left(D/L\right)}{1 + 0.04 \left[Re\, Pr \left(D/L\right)\right]^{2/3}} \left(\dfrac{\mu_m}{\mu_p}\right)^{0.14}$

Sieder et Tate, $Nu_D = 1.86 \left(Re\, Pr\right)^{\frac{1}{3}} \left(\dfrac{D}{L}\right)^{\frac{1}{3}} \left(\dfrac{\mu_m}{\mu_p}\right)^{0.14}$

Pour $\left[Re\, Pr \left(D/L\right)\right] > 10$

Kays $Nu_D = 3.66 + \dfrac{0{,}104\, Re\, Pr \left(D/L\right)}{1 + 0.016 \left[Re\, Pr \left(D/L\right)\right]^{0.8}}$

Pour $\left[Re\, Pr . \left(D/L\right)\right) < 100$

• Régime turbulent : $Re > 2000$ ou 2300

Colburn : $Nu_D = 0.023 \left(Re\right)^{0.8} \left(Pr\right)^{\frac{1}{3}}$

pour $L/D > 60$

$0.7 \leq Pr \leq 100$

$10^4 < Re_D < 1.2 . 10^5$

Sieder et tate,

$Nu_D = 0.023 \left(Re_D\right)^{0.8} \left(Pr\right)^{\frac{1}{3}} \left(\dfrac{\mu_m}{\mu_p}\right)^{0.14}$

Mc Adams : $Nu_D = 0.023 \left(Re_D\right)^{\frac{4}{5}} \left(Pr\right)^{\frac{1}{3}} \left(\dfrac{\mu_m}{\mu_p}\right)^{0.14} \left[1 + \left(\dfrac{D}{L}\right)^{0.7}\right]$

Pour le régime d'entrée dans les tubes

où :

D : diamètre interieur du tube

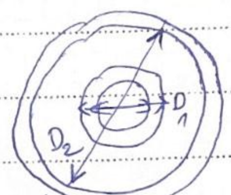
μ_m et μ_p : viscosité dynamiques définies à T_m et T_p

$T_m = \frac{T_p + T_\infty}{2}$: Température moyenne

T_p : Température de la paroi interne du tube.

- Ecoulement dans les espaces annulaire

$Nu_{D_H} = 0.023 (Re)^{0.8} (Pr)^n$



avec $Re_{D_H} = \frac{V D_H}{\nu}$, $Nu_{D_H} = \frac{h D_H}{\lambda}$

D_H : Diamètre hydraulique pour ce cas $D_H = D_e - D_1$

$D_H = \frac{4 . SP}{P_m.}$

n = 0.4 pour le chauffage

n = 0.3 pour le refroidissement

- Ecoulement perpendiculaire à un tube

Hilpert $Nu_D = C (Re_D)^m$

Re_D	C	m
1 - 4	0.891	0.330
4 - 40	0.821	0.385
40 - 4000	0.615	0.466
4000 - 40.000	0.174	0.618
40.000 , 250 10^3	0.0239	0.805