

## 3.5 DÉTERMINATION DES COEFFICIENTS D'ÉCHANGE DANS LES ÉCHANGEURS À FLUIDES SÉPARÉS.

### 3.5.1 Introduction

Dans ce chapitre, les corrélations (souvent obtenues à partir de l'analyse statistique de nombreux résultats expérimentaux) recommandées pour les échangeurs de chaleur en présence d'un fluide (aussi dans le cas où les O<sub>2</sub> fluides) monophasés sont présentées. Dans de nombreux échangeurs de chaleur à écoulement diphasique, tels que les chaudières, les générateurs de vapeur nucléaires, les condenseurs de puissance et les évaporateurs et condenseurs de climatisation et de réfrigération, un côté présente un écoulement monophasé tandis que dans l'autre côté l'écoulement diphasique. En général, la résistance thermique du côté du fluide monophasé est plus élevée, en particulier avec un écoulement de gaz ou d'huile.

Une revue complète des corrélations disponibles pour les écoulements laminaires et turbulents d'un fluide newtonien monophasé à travers des conduits circulaires et non circulaires avec des propriétés thermophysiques constantes est présentée. Un grand nombre de corrélations expérimentales et analytiques sont disponibles pour les coefficients de transfert de chaleur et les coefficients de frottement pour des écoulements laminaire et turbulents dans les conduits et à travers les faisceaux tubulaires.

Lorsqu'un fluide visqueux entre dans un conduit, une couche limite se forme le long des parois. La couche limite remplit progressivement toute la section transversale du conduit et l'écoulement est alors dit entièrement développé. La distance à laquelle la vitesse devient pleinement développée est appelée longueur d'établissement hydrodynamique ( $L_h$ ) figure (1).

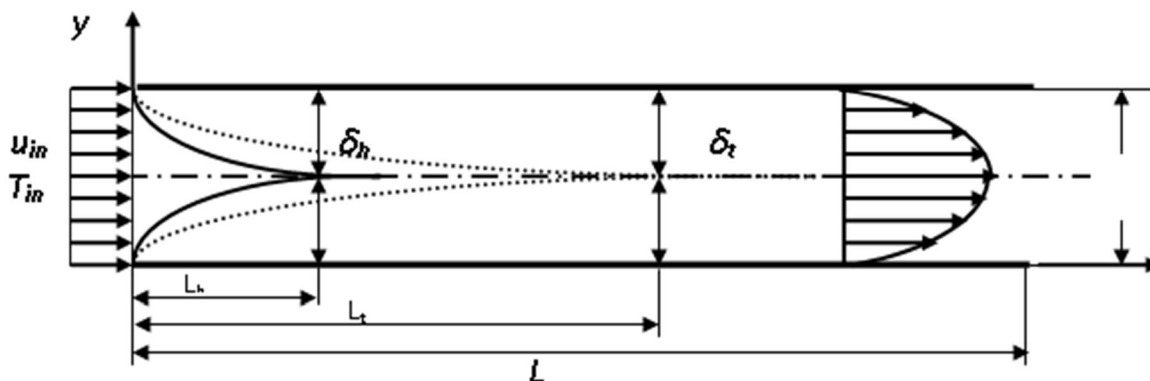


Figure 1 : Longueurs de développement hydrodynamique et thermique dans un Conduit

Si les parois du conduit sont chauffées ou refroidies, une couche limite thermique se développera également le long de la paroi du conduit. À un certain point en aval, on peut parler du profil de température complètement développé où l'épaisseur de la couche limite thermique est approximativement égale à la moitié de la distance à travers la section transversale. La distance à laquelle le profil de température devient pleinement développé est appelée longueur d'établissement thermique ( $L_t$ ).

#### A retenir

*Si le chauffage ou le refroidissement commence dès l'entrée du conduit, les profils de vitesse et de température se développent simultanément. Le problème de transfert de chaleur associé est appelé problème combiné*

*Par conséquent, il existe quatre régimes dans les écoulements de conduits avec chauffage/refroidissement, à savoir :*

1. *Écoulement hydrodynamiquement et thermiquement complètement développés.*
2. *Écoulement hydrodynamiquement complètement développé et thermiquement en développement.*
3. *Écoulement hydrodynamiquement en développement et thermiquement développé.*
4. *Écoulement en développement simultané.*

*Les corrélations pour déterminer le coefficient d'échange convectif  $h$  doivent être sélectionnées en conséquence.*

Le développement des profils de vitesse et de température dépend du nombre de Prandtl fluide ( $Pr = \nu / \alpha$ ). Pour

- Pour  $Pr$  élevé cas des huiles, le profil de vitesse est établi beaucoup plus rapidement que le profil de température.
- $Pr$  faible cas des métaux liquides, le profil de température est établi beaucoup plus rapidement que le profil de vitesse.

- Pr de l'ordre de 1, cas des gaz les profils de température et de vitesse se développent simultanément à une vitesse similaire le long du conduit,
- Pour le cas limite de  $Pr \rightarrow \infty$ , le profil de vitesse est développé avant que le profil de température ne commence à se développer. Cas des fluides très visqueux
- Pour l'autre cas limite de  $Pr \rightarrow 0$ , le profil de vitesse ne se développe jamais et reste uniforme pendant que le profil de température se développe. La conductivité thermique du fluide est élevée c'est aussi le cas des métaux liquides.

Le flux de chaleur entre la paroi du conduit et un fluide circulant à l'intérieur du conduit peut être calculé à n'importe quelle position le long du conduit en

$$\frac{\delta Q}{dA} = hx(T_x - T_b)_x \quad (1)$$

où  $hx$  est appelé coefficient de transfert de chaleur local, il est défini en fonction de la surface intérieure de la paroi du conduit en utilisant la condition aux limites de convection

$$h_x = \frac{-k(\partial T / \partial y)_w}{(T_w - T_b)_x} \quad (2)$$

où  $k$  est la conductivité thermique du fluide,  $T$  est la distribution de température dans le fluide, et  $T_w$  et  $T_b$  sont les températures la paroi locale et de mélange du fluide, respectivement. Le nombre Nusselt local est calculé à partir de

$$Nu_x = \frac{h_x d}{k} = \frac{-d(\partial T / \partial y)_w}{(T_w - T_b)_x} \quad (3)$$

La température locale du fluide du mélange  $T_{bx}$ , également appelée température moyenne du fluide, est définie pour un écoulement incompressible comme suit :

$$T_b = \frac{1}{A_c u_m} \int_{A_c} u T dA_c \quad (4)$$

où  $u_m$  est la vitesse moyenne du fluide,  $A_c$  est la surface perpendiculaire à l'écoulement, et  $u$  et  $T$  sont, respectivement, les profils de vitesse et de température à la position  $x$  le long du conduit.

Dans les problèmes de conception, il est nécessaire de calculer le taux de transfert de chaleur total sur la longueur totale d'un conduit en utilisant une valeur moyenne du coefficient de transfert de chaleur basée sur la valeur moyenne du nombre de Nusselt défini comme suit :

$$Nu = \frac{hL}{k} = \frac{1}{L} \int_0^L Nu_x dx \quad (5)$$

### 3.5.2 Convection forcée laminaire

L'écoulement laminaire dans des conduits est généralement rencontré dans les échangeurs de chaleur compacts, les systèmes de refroidissement cryogéniques, le chauffage ou le refroidissement de fluides lourds (très visqueux) tels que les huiles, et dans de nombreuses autres applications. Il existe dans la littérature plusieurs corrélations pour différents fluides, différentes géométries de conduits, plusieurs types de conditions aux limites imposées aux parois et conditions d'entrées.

#### 3.5.2.1 Écoulement laminaire hydrodynamiquement établi et thermiquement en développement dans les conduits circulaires lisses.

Le problème bien connu de Nusselt – Graetz pour le transfert de chaleur vers un fluide incompressible avec des propriétés constantes circulant dans un conduit circulaire. Une température constante est imposée à la paroi (indice  $T$ ). A l'entrée l'écoulement est développé (profil de vitesse parabolique)

Pour ce cas, le nombre de Nusselt moyen pour un conduit circulaire de longueur  $L$  est :

$$Nu_T = 1.61 \left( \frac{Pe_b d}{L} \right)^{1/3} \quad \text{for} \quad \frac{Pe_b d}{L} > 10^3 \quad (6)$$

Et

$$Nu_T = 3.66 \quad \text{for} \quad \frac{Pe_b d}{L} < 10^2 \quad (7)$$

Les propriétés sont évaluées à la température du mélange.

Une autre corrélation obtenue par Gnielinski pour le nombre de Nusselt moyen peut être utilisée :

$$Nu_T = \left[ 3.66^3 + 1.61^3 \left( \frac{Pe_b d}{L} \right) \right]^{1/3} \quad (8)$$

Une corrélation empirique a également été développée par Hausen pour un écoulement laminaire dans la zone d'entrée thermique d'un conduit circulaire à température de paroi constante :

$$Nu_T = 3.66 + \frac{0.19 (Pe_b d/L)^{0.8}}{1 + 0.117 (Pe_b d/L)^{0.467}} \quad (9)$$

Ces équations peuvent être utilisées pour un écoulement laminaire de gaz et de liquides pour

$$0,1 < Pe_b d/L < 10^4$$

Les effets de conduction axiale doivent être pris en compte si  $Pe_b d/L < 0,1$ .

Toutes les propriétés physiques sont évaluées à la température moyenne du fluide  $T_b$ , définie comme :

$$T_b = \frac{T_i + T_o}{2} \quad (10)$$

où  $T_i$  et  $T_o$  sont les températures e du fluide à l'entrée et à la sortie du conduit, respectivement.

Le nombre de Nusselt moyen dans les conduits circulaires avec un flux de chaleur constante imposé aux parois (indice H) sont :

$$Nu_H = 1.953 \left( \frac{Pe_b d}{L} \right)^{1/3} \quad \text{Avec} \quad \frac{Pe_b d}{L} > 10^2 \quad (11)$$

$$Nu_H = 4.36 \quad \text{Avec} \quad \frac{Pe_b d}{L} < 10 \quad (12)$$

Les propriétés des fluides sont évaluées à la température moyenne  $T_b$  définie par l'équation 10.

### 3.5.2.2 Écoulement laminaire en développement simultané dans des conduits lisses

Lorsque le transfert de chaleur commence dès que le fluide entre dans un conduit, les profils de vitesse et de température commencent à se développer simultanément. L'analyse de la distribution de température dans l'écoulement et donc du transfert de chaleur entre le fluide et la paroi du conduit, pour de telles situations est plus complexe car la distribution de vitesse qui varie dans les directions axiale et radiale. Les problèmes de transfert de chaleur impliquant le développement simultané d'un écoulement ont été principalement résolus par des méthodes numériques pour plusieurs sections de conduits. Dans le cas d'un conduit court de section circulaire, Pohlhausen propose la corrélation suivante :

$$Nu_T = 0.664 \left( \frac{Pe_b d}{L} \right)^{1/2} Pr_b^{-1/6} \quad (13)$$

Pour  $0,5 < Pr_b < 500$  et  $Pe_b d/L > 10^3$ .

### 3.5.2.3 Écoulement laminaire dans des conduits annulaires concentriques lisses

Les corrélations pour les conduits annulaires concentriques sont très importantes dans les applications des échangeurs de chaleurs. La forme la plus simple d'un échangeur de chaleur à deux fluides est un échangeur de chaleur à deux tubes circulaires concentriques (figure 2). Un fluide s'écoule à l'intérieur du tube intérieur, tandis que l'autre s'écoule à travers le passage annulaire. La chaleur est généralement transférée à travers la paroi du tube intérieur tandis que la paroi extérieure du conduit annulaire est isolée.

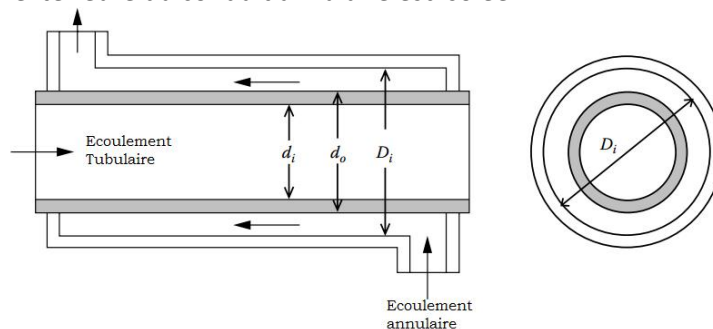


Figure 2 : tubes concentriques.

Le nombre de Reynolds, le nombre de Graetz et le rapport  $d/L$  doivent être calculés avec  $D_h$ . Pour la condition aux limites de température constante à la paroi. Le nombre de Nusselt pour l'écoulement laminaire développé hydrodynamiquement et thermiquement en développement dans un anneau isotherme, dont la paroi extérieure est isolée, peut être calculé par la corrélation de Stephan suivante :

$$Nu_T = Nu_\infty + \left[ 1 + 0.14 \left( \frac{d_o}{D_i} \right)^{-1/2} \right] \frac{0.19 (Pe_b D_h / L)^{0.8}}{1 + 0.117 (Pe_b D_h / L)^{0.467}} \quad (14)$$

où  $Nu_\infty$  est le nombre de Nusselt pour un écoulement entièrement développé, qui est donné par

$$Nu_\infty = 3.66 + 1.2 \left( \frac{d_o}{D_i} \right)^{-1/2} \quad (14)$$

### 3.5.3 Convection forcée turbulente

Le transfert de chaleur par convection forcée turbulente dans les conduits est très fréquent dans les applications industrielles. Le tableau suivant donne les corrélations pour les conduits circulaires.

**TABLE 3.3**

Correlations for Fully Developed Turbulent Forced Convection Through a Circular Duct with Constant Properties

Number	Correlation <sup>a</sup>	Remarks and Limitations
1	$Nu_b = \frac{(f/2) Re_b Pr_b}{1 + 8.7 (f/2)^{1/2} (Pr_b - 1)}$	Based on three-layer turbulent boundary layer model, $Pr > 0.5$
2	$Nu_b = 0.021 Re_b^{0.8} Pr_b^{0.4}$	Based on data for common gases; recommended for Prandtl numbers $\approx 0.7$
3	$Nu_b = \frac{(f/2) Re_b Pr_b}{1.07 + 12.7 (f/2)^{1/2} (Pr_b^{2/3} - 1)}$	Based on three-layer model with constants adjusted to match experimental data $0.5 < Pr_b < 2,000$ , $10^4 < Re_b < 5 \times 10^6$
4	$Nu_b = \frac{(f/2) Re_b Pr_b}{1.07 + 9 (f/2)^{1/2} (Pr_b - 1) Pr_b^{-1/4}}$	Theoretically based; Webb found case 3 better at high $Pr$ and this one the same at other $Pr$
5	$Nu_b = 5 + 0.015 Re_b^m Pr_b^n$ $m = 0.88 - 0.24 / (4 + Pr_b)$	Based on numerical results obtained for $0.1 < Pr_b < 10^4$ , $10^4 < Re_b < 10^6$
	$n = 1/3 + 0.5 \exp(-0.6 Pr_b)$	Within 10% of case 6 for $Re_b > 10^4$
	$Nu_b = 5 + 0.012 Re_b^{0.87} (Pr_b + 0.29)$	Simplified correlation for gases, $0.6 < Pr_b < 0.9$
6	$Nu_b = \frac{(f/2) (Re_b - 1000) Pr_b}{1 + 12.7 (f/2)^{1/2} (Pr_b^{2/3} - 1)}$ $f = (1.58 \ln Re_b - 3.28)^{-2}$	Modification of case 3 to fit experimental data at low $Re$ ( $2,300 < Re_b < 10^4$ ) Valid for $2,300 < Re_b < 5 \times 10^6$ and $0.5 < Pr_b < 2,000$
	$Nu_b = 0.0214 (Re_b^{0.8} - 100) Pr_b^{0.4}$	Simplified correlation for $0.5 < Pr < 1.5$ ; agrees with case 4 within -6% and +4%
	$Nu_b = 0.012 (Re_b^{0.87} - 280) Pr_b^{0.4}$	Simplified correlation for $1.5 < Pr < 500$ ; agrees with case 4 within -10% and +0% for $3 \times 10^3 < Re_b < 10^6$
7	$Nu_b = 0.022 Re_b^{0.8} Pr_b^{0.5}$	Modified Dittus-Boelter correlation for gases ( $Pr \approx 0.5 - 1.0$ ); agrees with case 6 within 0 to 4% for $Re_b \geq 5,000$

Les propriétés sont évaluées à la température du mélange. L'effet des conditions aux limites thermiques est presque négligeable dans la convection forcée turbulente ; par conséquent, les corrélations empiriques données dans le tableau 3.3 peuvent être utilisées pour des conditions aux limites de température de paroi constante et de flux de chaleur de paroi constant.

### 3.5.3.2 Écoulement turbulent dans des conduits non circulaires droits et lisses

Une pratique courante consiste à utiliser le diamètre hydraulique dans les corrélations des conduits circulaires pour prédire  $Nu$  pour l'écoulement turbulent dans les conduits non circulaires. Les corrélations de conduits circulaires peuvent être adéquates pour de nombreuses applications d'ingénierie. Les corrélations données dans le tableau 3.3 ne tiennent pas compte des effets d'entrée se produisant dans les conduits courts. Gnielinski recommande la corrélation suivante pour les conduits courts :

$$Nu_L = Nu_\infty \left[ 1 + \left( \frac{d}{L} \right)^{2/3} \right] \quad (33)$$

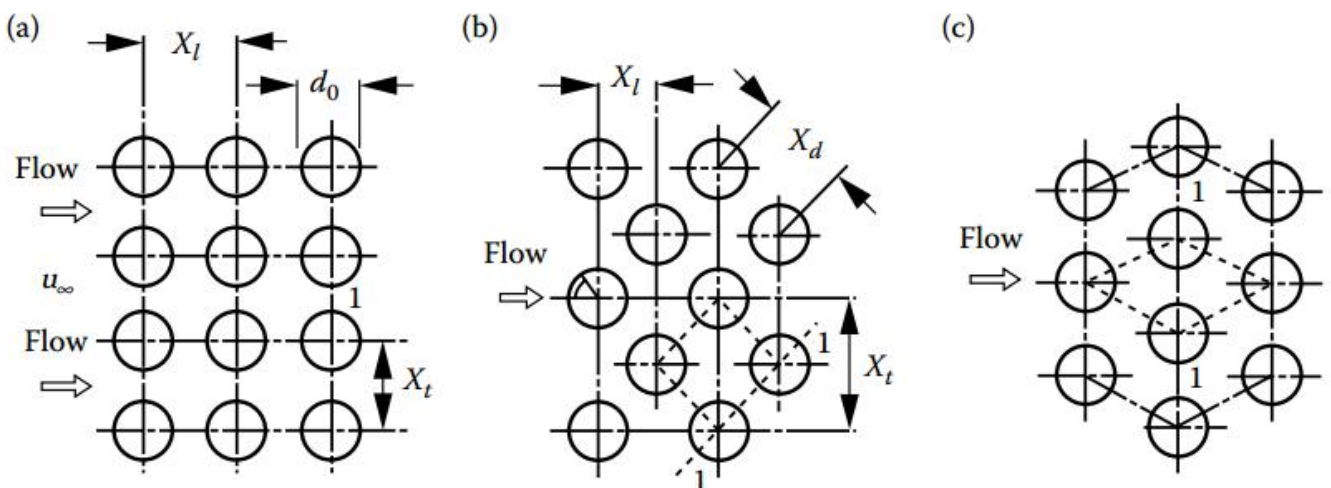
Où  $Nu_\infty$  représente le nombre de Nusselt pleinement développé calculé à partir des corrélations données dans le tableau 3.3. Il convient de noter que la longueur d'entrée dépend des nombres de Reynolds et Prandtl et de la condition aux limites thermiques. Ainsi, l'équation 33 doit être utilisée avec prudence.

### 3.5.4 Transfert de chaleur à partir de faisceaux de tubes lisses

Un réseau de tubes circulaires est l'une des surfaces de transfert de chaleur les plus compliquées et les plus courantes, en particulier dans les échangeurs de chaleur à tube/calandre. Les réseaux de tubes les plus courants sont décalés et alignés, comme le montre la figure 3. D'autres dispositions sont également possibles. Le faisceau est caractérisé par le diamètre du cylindre,  $d_o$ , l'espacement longitudinal des rangées consécutives,  $X_l$ , et l'espacement transversal de deux cylindres consécutifs,  $X_t$ . Une corrélation relativement récente a été présentée par Zukauskas.

$$Nu_b = c Re_b^m Pr_b^n \left( \frac{Pr_b}{Pr_w} \right)^p \quad (41)$$

où  $Pr_w$  représente le nombre de Prandtl estimé à la température de la paroi. Les propriétés des fluides sont évaluées à la température du mélange.



**Figure 3** : Dispositions de faisceaux de tubes : (a) réseau en ligne, (b) - (c) réseau en quinconce. Espacement minimal entre les tubes à la section I-I entre deux tubes. (Zukauskas, A. A., Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer, John Wiley & Sons, New York, pp. 6.1–6.45, 1986.)



Pour les faisceaux de tubes en ligne à écoulement à écoulement croisé, les nombres de Nusselt moyens du réseau sont donnés par :

$$\bar{N}u_b = 0.9 c_n Re_b^{0.4} Pr_b^{0.36} \left( \frac{Pr_b}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad \text{for } Re_b = 1 - 10^2 \quad (42a)$$

$$\bar{N}u_b = 0.52 c_n Re_b^{0.5} Pr_b^{0.36} \left( \frac{Pr_b}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad \text{for } Re_b = 10^2 - 10^3 \quad (42b)$$

$$\bar{N}u_b = 0.27 c_n Re_b^{0.63} Pr_b^{0.36} \left( \frac{Pr_b}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad \text{for } Re_b = 10^3 - 2 \times 10^5 \quad (42c)$$

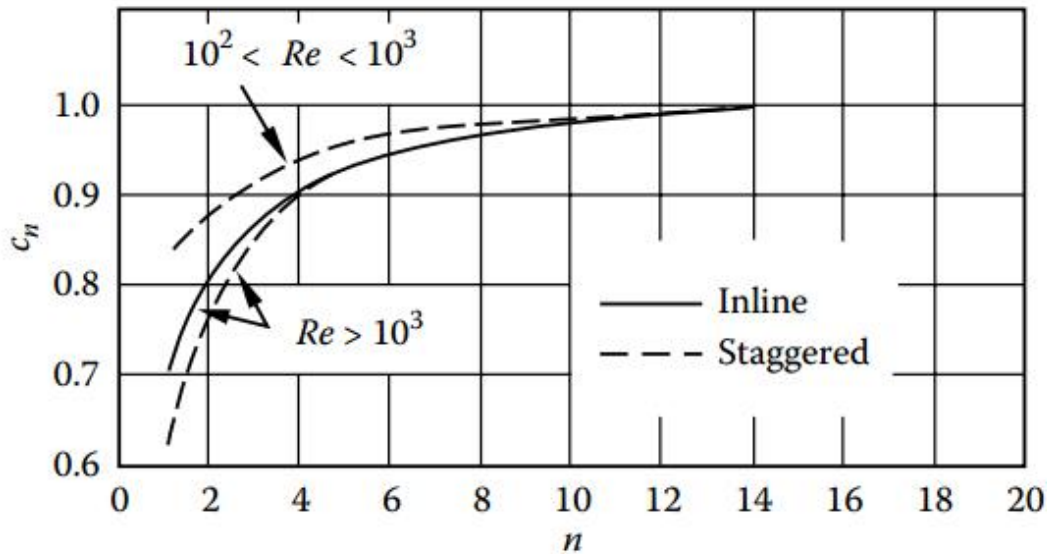
$$\bar{N}u_b = 0.033 c_n Re_b^{0.8} Pr_b^{0.4} \left( \frac{Pr_b}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad \text{for } Re_b = 2 \times 10^5 - 2 \times 10^6 \quad (42d)$$

où  $c_n$  est un facteur de correction du nombre de rangées de tubes tiré de la figure 4.

Pour les faisceaux décalés

$$\bar{N}u_b = 1.04 c_n Re_b^{0.4} Pr_b^{0.36} \left( \frac{Pr_b}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad \text{for } Re_b = 1 - 500 \quad (43a)$$

$$\bar{N}u_b = 0.71 c_n Re_b^{0.5} Pr_b^{0.36} \left( \frac{Pr_b}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad \text{for } Re_b = 500 - 10^3 \quad (43b)$$



**Figure 4 :** Facteur de correction pour le nombre de rangées pour le transfert de chaleur moyen des faisceaux de tubes. (D'après Zukauskas, A. A., Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer, John Wiley & Sons, New York, pp. 6.1–6.45, 1987.)

$$\bar{N}u_b = 0.35 c_n Re_b^{0.6} Pr_b^{0.36} \left( \frac{Pr_b}{Pr_w} \right)^{0.25} \left( \frac{X_t}{X_l} \right)^{0.2} \quad \text{for } Re_b = 10^3 - 2 \times 10^5 \quad (43c)$$

$$\bar{N}u_b = 0.031 c_n Re_b^{0.8} Pr_b^{0.4} \left( \frac{Pr_b}{Pr_w} \right)^{0.25} \left( \frac{X_t}{X_l} \right)^{0.2} \quad \text{for } Re_b = 2 \times 10^5 - 2 \times 10^6 \quad (43d)$$

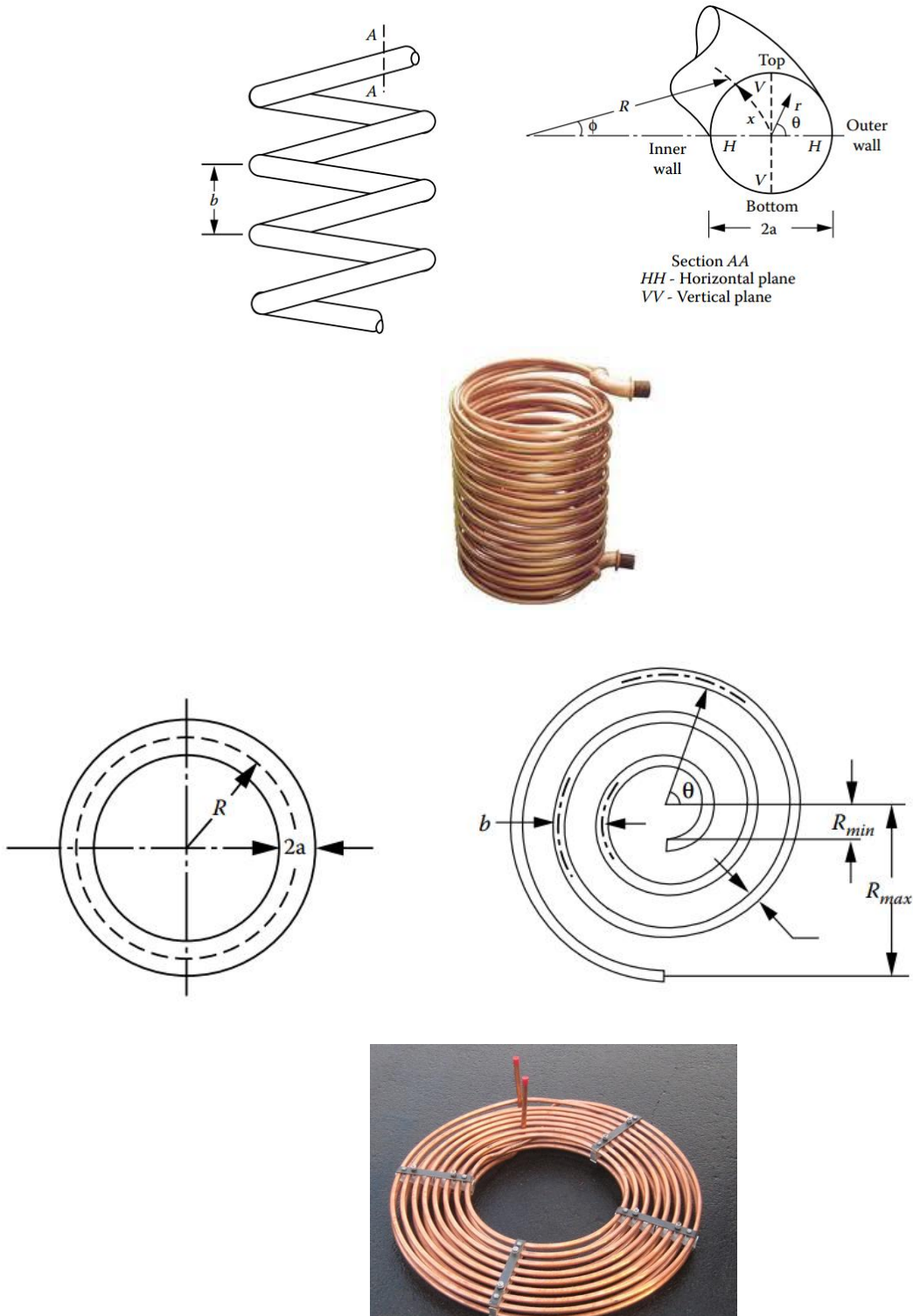
Le nombre de Reynolds,  $Re$ , est basé sur la vitesse moyenne à travers la section transversale la plus étroite formée par le réseau, c'est-à-dire la vitesse moyenne maximale,  $u_o$ .

$$Re_b = \frac{u_o d_o \rho}{\mu} \quad (44)$$

### 3.5.5 Transfert de chaleur dans les serpentins hélicoïdaux et spiraux

Les échangeurs de chaleur à tube incurvé sont largement utilisés dans la transformation des aliments, les produits laitiers, la réfrigération et la climatisation, et le traitement des hydrocarbures. La nomenclature adoptée pour les serpentins hélicoïdaux et spiraux est montrée dans la figure 5.

Un serpentin horizontal de diamètre du tube  $2a$ , le rayon de courbure enroulé est  $R$ , et le pas du serpentin noté  $b$  est représenté dans la figure 5a. Si le serpentin de la figure 5a était tournée de  $90^\circ$ , il serait appelé serpentif vertical. Un serpentif en spirale est illustré dans la figure 5b. Une simple spirale de section circulaire est caractérisée par le diamètre du tube  $2a$ , le pas constant  $b$ , et les rayons de courbure minimum et maximum ( $R_{min}$  et  $R_{max}$ ) du début et de la fin de la spirale.



**Figure 5** (a) Schéma d'un serpentif hélicoïdal ; (b) un schéma d'une spirale. (De Shah, R. K. et Joshi, Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer, John Wiley & Sons, New York, p. 5.1–5.46, 1987.)

### 3.5.5.1 Nombre de Nusselt de Serpentins hélicoïdaux - Ecoulement laminaire

Plusieurs études théoriques et expérimentales ont rapporté des nombres de Nusselt pour les fluides newtoniens à travers un serpentín hélicoïdal soumis à des conditions aux limites de température constante. Les résultats expérimentaux et théoriques sont comparés avec la corrélation Manlapaz – Churchill suivante, un accord acceptable est obtenu

$$Nu_T = \left[ \left( 3.657 + \frac{4.343}{x_1} \right)^3 + 1.158 \left( \frac{De}{x_2} \right)^{3/2} \right]^{1/3} \quad (45)$$

Avec

$$x_1 = \left( 1.0 + \frac{957}{De^2 Pr} \right)^2, \quad x_2 = 1.0 + \frac{0.477}{Pr} \quad (46)$$

et De est le nombre Dean, défini comme

$$De = Re \left( \frac{a}{R} \right)^{1/2} \quad (47)$$

La longueur caractéristique utilisée pour déterminer les nombres de Nusselt et Reynolds est le diamètre intérieur du serpentín.

Pour un flux imposé comme condition aux limites Manlapaz et Churchill ont proposé la corrélation suivante :

$$Nu_H = \left[ \left( 4.364 + \frac{4.636}{x_3} \right)^3 + 1.816 \left( \frac{De}{x_4} \right)^{3/2} \right]^{1/3} \quad (48)$$

Avec

$$x_3 = \left( 1.0 + \frac{1342}{De^2 Pr} \right)^2, \quad x_4 = 1.0 + \frac{1.15}{Pr} \quad (49)$$

Noter que les propriétés sont évaluées à la température du mélange ou à une température moyenne arithmétique des températures d'entrée et de sortie.

### 3.5.5.2 Nombre de Nusselt de Serpentins spiraux- Ecoulement laminaire

Kubair et Kuloor ont recommandé la corrélation suivante

$$Nu_T = \left( 1.98 + \frac{1.8}{R_{ave}} \right) Gz^{0.7} \quad (50)$$

pour  $9 \leq Gz < 1\ 000$ ,  $80 < Re < 6\ 000$  et  $20 < Pr < 100$ . Le nombre de Graetz, Gz, est donné par  $Gz = (P/4x).RePr$ . Les propriétés de l'équation 50 doivent être évaluées à une moyenne arithmétique des températures d'entrée et de sortie.

### 3.5.5.3 Nombre de Nusselt de Serpentins hélicoïdaux - Ecoulement laminaire

La plupart des analyses d'écoulement de fluide turbulent et de transfert de chaleur sont limitées à un écoulement entièrement développé. Des données limitées sur l'écoulement turbulent en développement indiquent que l'écoulement devient entièrement développé dans le premier demi-tour de la bobine. La longueur d'entrée pour développer un écoulement turbulent est généralement plus courte que celle pour un écoulement laminaire. Différentes corrélations sont disponibles. La corrélation de Schmidt est largement appliquée :

$$\frac{Nu_c}{Nu_s} = 1.0 + 3.6 \left[ 1 - \left( \frac{a}{R} \right) \right] \left( \frac{a}{R} \right)^{0.8} \quad (51)$$

où  $Nu_c$  est le nombre de Nusselt pour le serpentín et  $Nu_s$  est le nombre de Nusselt du tube droit. Elle est applicable pour  $2 \times 10^4 < Re < 1,5 \times 10^5$  et  $5 < R/a < 84$ .



Cette corrélation a été développée en utilisant de l'air et de l'eau en serpentins dans des conditions aux limites de température de paroi constante. Les propriétés ont été évaluées à la température moyenne  $m$  du fluide. Pour un nombre de Reynolds faible, la corrélation de Pratt est recommandée :

$$\frac{Nu_c}{Nu_s} = 1.0 + 3.4 \left( \frac{a}{R} \right) \quad \text{for } 1.5 \times 10^3 < Re < 2 \times 10^4 \quad (52)$$

### 3.5.6 Transfert de chaleur dans les coudes

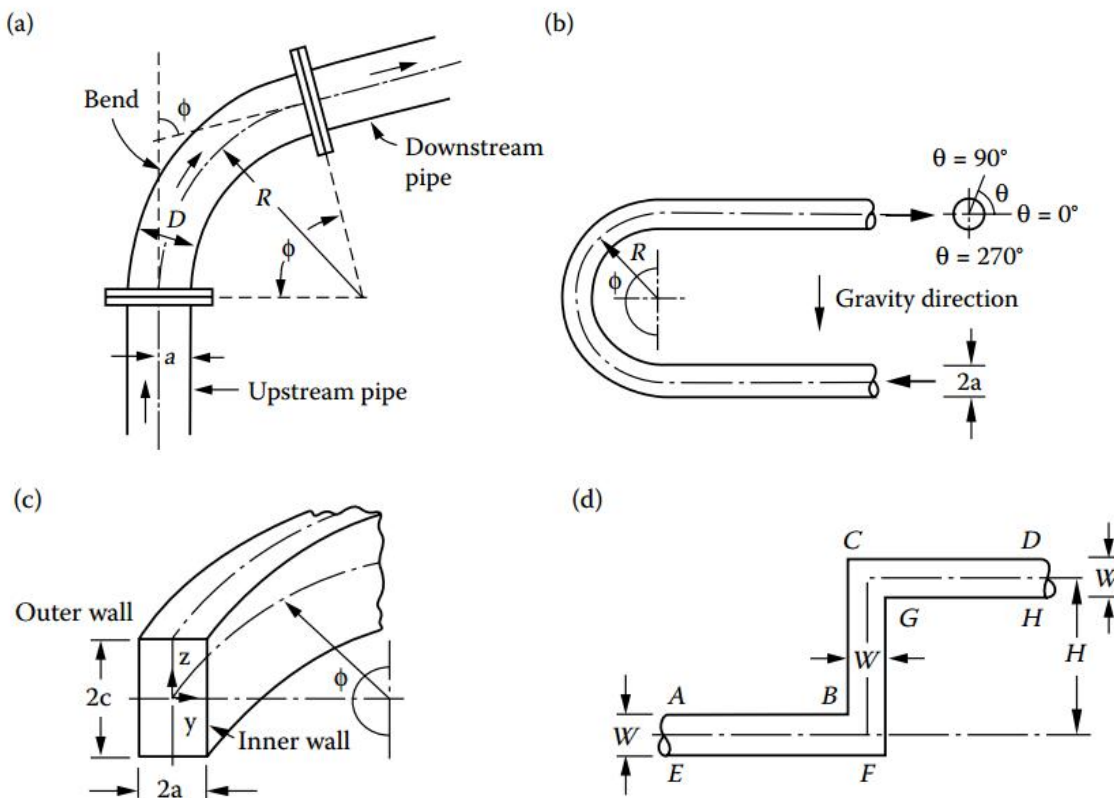
#### 3.5.6.1 Transfert de chaleur dans des coudes à 90°

Des études expérimentales indiquent qu'un coude a un effet négligeable sur le transfert de chaleur dans un tube en amont d'un coude, mais il a une influence significative en aval. Tailby et Staddon ont mesuré le nombre de Nusselt pour l'écoulement turbulent dans un coude de 90° avec à une température de paroi constante ; ils ont signalé une augmentation des nombres de Nusselt de 20 à 30% par rapport à un tube droit. Tailby et Staddon ont proposé la corrélation suivante :

$$Nu_x = 0.0336 Re^{0.81} Pr^{0.4} \left( \frac{R}{a} \right)^{-0.06} \left( \frac{x}{d_i} \right)^{-0.06} \quad (54)$$

$$2.3 \leq R/a \leq 14.7, \quad 7 \leq x/D \leq 30, \quad 10^4 \leq Re \leq 5 \times 10^4$$

où  $x$  est mesuré le long de l'axe d'un coude à partir de l'entrée du coude.



**Figure 6 :** (a) Coude avec un angle  $\phi < 90^\circ$  ; (b) coude à  $180^\circ$  ; (c) coude à section rectangulaire; et (d) deux coudes  $90^\circ$  série. (Shah, RK et Joshi, SD, Transfert de chaleur par convection dans les tuyaux courbes, dans Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer, Kakaç, S., Shah, RK et Aung, W., Eds., John Wiley & Sons, New York, 1987, ch.5, pp. 5.1–5.46.)

Il est important de noter que la corrélation ci-dessus n'est valable que pour le refroidissement par fluide. Pour des applications pratiques, la corrélation de transfert de chaleur de chauffage de fluide à écoulement turbulent entièrement développée donnée par l'équation 51 peut être utilisée. Pour un écoulement turbulent dans un coude à  $90^\circ$ , l'effet global du transfert de chaleur dans un coude et son tuyau en aval équivaut à augmenter la longueur d'un tuyau chauffé d'environ huit diamètres pour un coude et de trois diamètres pour des coude avec  $R/a = 8$  et  $4$ .

#### 3.5.6.2 Transfert de chaleur dans les coudes à $180^\circ$

Pour le flux laminaire à travers des coudes à  $180^\circ$ , les résultats les plus complets sont rapportés par Mashfeghian et Bell pour  $R/a = 4,84 ; 7,66 ; 12,32$  et  $25,62$ , mais ils n'ont pas pu obtenir une corrélation satisfaisante pour

l'écoulement laminaire. Mashfeghian et Bell ont mesuré les coefficients de transfert de chaleur pour un écoulement turbulent dans un coude chauffé en utilisant différents fluides, et ils ont présenté la corrélation suivante pour un nombre de Nusselt local :

$$Nu_x = 0.0285 Re^{0.81} Pr^{0.4} \left(\frac{x}{d_i}\right)^{0.046} \left(\frac{R}{a}\right)^{-0.133} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (55)$$

$$\text{for } 4.8 \leq R/a \leq 26, 10^4 \leq Re \leq 3 \times 10^4, 0 < x/d_i \leq \pi R/(2a)$$

Les propriétés sont évaluées à la température moyenne locale.