

Exemple

On étudie un condenseur d'une grande centrale à vapeur. On suppose que le condenseur est un échangeur de chaleur tubes et calandre avec une seule passe côté calandre et 2 passes côté tube. L'échangeur comporte 30.000 tubes chacun exécutant deux passages. Le diamètre des tubes est de $D= 25$ mm, on néglige l'épaisseur. La vapeur se condense sur la surface extérieure des tubes avec un coefficient de convection d'échange convectif associé ($h_c = 11000$ W / m²K). L'eau de refroidissement circule dans les tubes avec un débit de $3 \cdot 10^4$ kg /s et pénètre à une température de 20°C, tandis que la vapeur se condense à 50°C. On néglige la résistance d'encrassement. La puissance récupérée de cet échangeur est de $2 \cdot 10^9$ W.

- 1) Quelles sont les hypothèses à utiliser pour l'étude de l'échangeur?
- 2) Faire un schéma représentatif de l'échangeur, représenter l'évolution du profil de la température des deux fluides et interpréter.
- 3) Quelle est la température de sortie de l'eau de refroidissement.
- 4) Calculer l'efficacité de l'échangeur et le nombre de NUT (utiliser l'abaque ci-dessous fig 1). En déduire la longueur de tube nécessaire L par passe.

On donne :

Les propriétés de l'eau pour une température moyenne de $T_f = 300$ K (tableau 1)

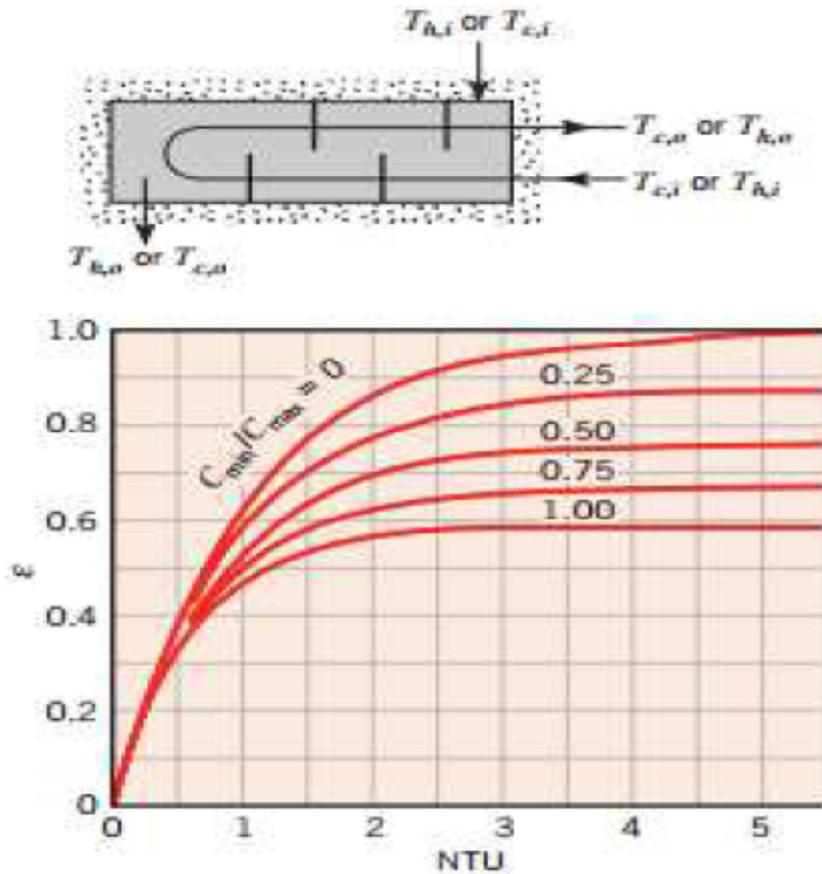


Fig (1) Effectiveness of shell-and tube heat exchanger with one shell and any multiple of two tube passes(two, four, etc.. tube passes (Incorpora 2007)

Tableau 1: Les propriétés de l'eau pour une température moyenne de $T_f = 300K$

Propriétés de l'eau	Transfert thermique convectif côté tube:
<ul style="list-style-type: none"> • Température d'entrée : $T_{eau} = 20^\circ C$. • Chaleur massique: $C_{p,eau} = 4179 J/kg.K$. • Conductivité thermique : $\lambda_{eau} = 0,613 W/m.K$. • Viscosité dynamique: $\mu_{eau} = 855 \cdot 10^{-6} Pa.s$. • Masse volumique: $\rho_{eau} = 997 kg/m^3$. • $Pr=5,83$ 	<ul style="list-style-type: none"> • Corrélation de DITTUS-BOELTER pour un écoulement turbulent dans une conduite cylindrique ($Re > 5000$ et $0.6 < Pr < 100$) : $Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n$ $n = 0.3 \text{ si } T_{fluide} > T_{paroi}$ $n = 0.4 \text{ si } T_{fluide} < T_{paroi}$

II.4. Évaluation du coefficient d'échange global

Pour calculer le flux de chaleur échangé tout en connaissant la surface, il est nécessaire de calculer le coefficient d'échange global

$$\phi = US\Delta T_{LM} \quad \text{avec} \quad \Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$$

Rappels cours thermique:

L'échange de chaleur entre le fluide chaud et le fluide froid a travers la surface d'échange s'effectue suivant deux modes de transfert: (figure 13):

- Convection entre le fluide chaud et la paroi .
- Conduction à travers cette paroi d'épaisseur e .
- Convection entre le fluide froid et la face interne de la paroi.

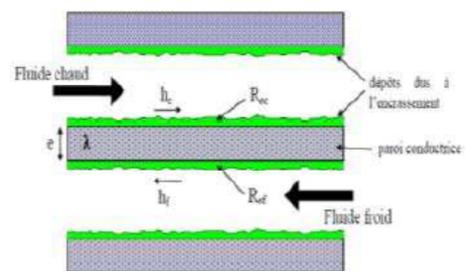


Fig.13. phénomènes de transfert

□ Refaire le calcul et retrouver l'expression de flux de chaleur transféré entre les deux fluides

$$\phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c S} + \frac{e}{\lambda S} + \frac{1}{h_f S}} \quad \text{soit encore} \quad \phi = US(T_c - T_f)$$

Déduire le coefficient d'échange global U

$$\Rightarrow U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}}$$

Avec h_c , h_f et e sont respectivement le coefficient d'échange convectif pour le fluide chaud et le fluide froid

Dans le cas réel, les phénomènes des parois peuvent influencer sur les transferts, on doit donc tenir compte de cet effet. Pour cela, on introduit des résistances thermiques d'encrassement R_e (fig 13) dans le coefficient d'échange global. On présente quelques valeurs pour certains fluides

Fluide	R_{en} ($m^2 K W^{-1}$)
Eau de mer (<50°C)	10^{-4}
Eau de mer (>50°C)	2.10^{-4}
Eau traitée pour chaudière	2.10^{-4}
Eau déminéralisée	9.10^{-5}
Vapeur d'eau	1 à 2.10^{-4}
Fluides frigorigènes	2.10^{-4}
Air industriel	4.10^{-4}
Fioul	9.10^{-4}
Huile lubrifiante	2.10^{-4}

Réécrire l'expression du coefficient d'échange global

□ La démarche de calcul pour trouver le coefficient d'échanges convectif (cours de transferts thermiques).

- On évalue le Nombre de PRANDTL de chaque écoulement, à partir des propriétés physiques du fluide considéré:
- On calcule ensuite le Nombre de REYNOLDS de chaque écoulement.
- La connaissance des Nombres de PRANDTL et de REYNOLDS permet de calculer pour un écoulement donné, le nombre de NUSSELT:

$$Nu = \frac{hD_h}{\lambda}$$

à partir des corrélations expérimentales: $Nu = f(R_e, P_r)$

Chapitre III: Dimensionnement d'un échangeur

III.1. Dimensionnement d'un échangeur(méthode de Kern)

Ce chapitre est consacré à la partie Design. Plusieurs méthodes pratiques sont développées dans la bibliographie. On va s'intéresser à la méthode de KERN en se basant sur un exemple d'application réelle tirée du livre (Chemical engineering Design (chapitre 12))

Exemple

On veut dimensionner un échangeur tube et calandre destiné à refroidir un débit de 15 000 kg / h de kérosène quittant la base d'une colonne de distillation à 200 ° C et il doit être refroidi à 85 ° C et ce en utilisant comme fluide froid le pétrole brut léger avec un débit 60 000 kg / h provenant du stockage à une température de 40 ° C.

le pétrole brut est plus sale que le kérosène, alors on choisit l'écoulement du pétrole brut à travers les tubes et le kérosène dans le calandre. Le kérosène entre dans l'échangeur sous une pression de 5 bars et le pétrole brut à 6,5 bars. Une chute de pression de 0,8 bar est permise sur les deux flux. On doit tenir compte de l'encrassement en incluant un facteur d'encrassement de 0,0003 (W / m² °C)⁻¹ sur le flux du pétrole brut (coté calandre) et de 0,0002 (W / m² °C)⁻¹ sur le flux de kérosène (coté tube).

Pour ce type d'échangeur, le coefficient d'échange global estimé est $K_o = 300 \text{ W / m}^2\text{°C}$ et on néglige le facteur de correction (μ/μ_c)

On choisit un échangeur tube et calandre type “ **split-ring floating-head exchanger**” avec un **arrangement triangulaire**..

- 1) Expliquer brièvement la méthode de Kern.
- 2) Quelle est l'influence de l'arrangement choisi ainsi que le rôle des chicanes (faire un schéma explicatif)
- 3) Calculer la température de sortie de pétrole.
- 4) Estimer les coefficients d'échange convectifs coté tube et coté calandre. Déduire le coefficient d'échange global. Interpréter le résultat obtenu et quelle est la solution proposée.
- 5) Calculer les pertes de charges coté tube et coté calandre. Discuter le résultat obtenu.

N.B toutes les caractéristiques nécessaires des deux fluides, des matériaux de construction, les dimensions de l'échangeur sont données ainsi que les abaques nécessaires au calcul

Materiaux	Acier inoxydable
Conductivité du matériau (W/m°C)	16
Diametre exterior du tube $d_{ext}(mm)$	19
Diametre interieur $d_{int}(mm)$	14,8
Longueur(mm)	5000
Pas inter tube, P_t	1,25 d_{ext}
Arrangement géométrique	Triangulaire
Espacement chicane	0,3 D_s
Coupe chicane (baffle cut)	25%

Tableau : Données thermique et hydrodynamique concernant l'échangeur et choix de la géométrie

Propriétés de kerosene à la temperature moyenne : $T_{moyenne} = 143^{\circ}C$.

- Chaleur massique : $C_p = 2470 \text{ J/kg.K}$.
- Conductivité thermique : $\lambda_{kerosene} = 0,132 \text{ W/m.K}$.
- Viscosité dynamique : $\mu_{kerosene} = 0,43 \cdot 10^{-3} \text{ Nsm}^{-2}$
Masse volumique : $\rho_{kerosene} = 730 \text{ kg/m}^3$

Propriétés de petrole brut à la temperature moyenne : $T_{moyenne} = 57^{\circ}C$

- Chaleur massique : $C_p = 2050 \text{ J/kg.K}$.
- Conductivité thermique : $\lambda_{petrole} = 0,134 \text{ W/m.K}$.
- Viscosité dynamique : $\mu_{petrole} = 3,2 \cdot 10^{-3} \text{ Nsm}^{-2}$.
- Masse volumique : $\rho_{petrole} = 820 \text{ kg/m}^3$.

Triangular Pitch, $p_t = 1.25d_o$

No. passes	1	2	4	6	8
K_1	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
$>n_1$	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675

Square Pitch, $p_t = 1.25d_o$

No. passes	1	2	4	6	8
K_1	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
n_1	2.207	2.291	2.263	2.617	2.643

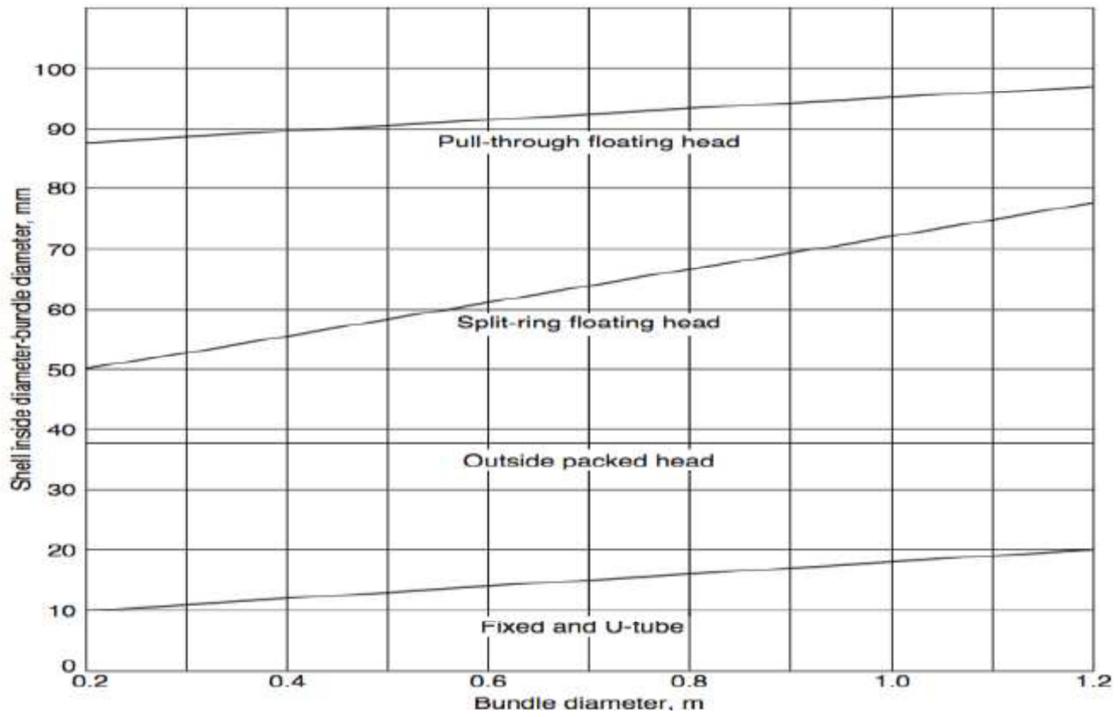


Figure 12.10. Shell-bundle clearance.

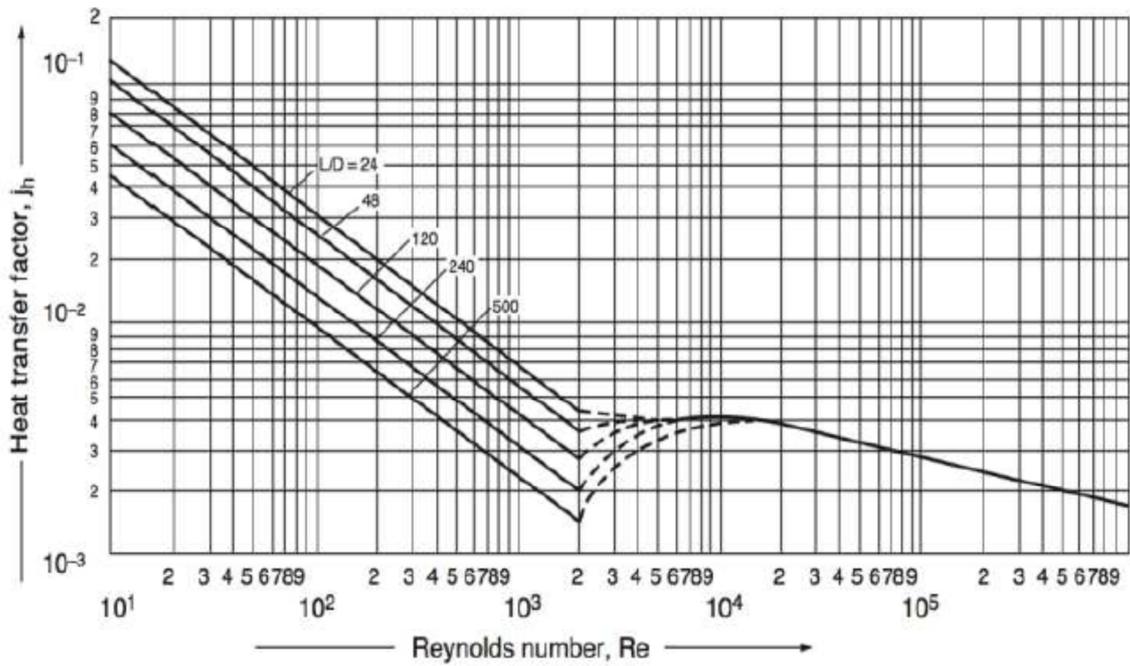


Figure 12.23. Tube-side heat transfer factor.

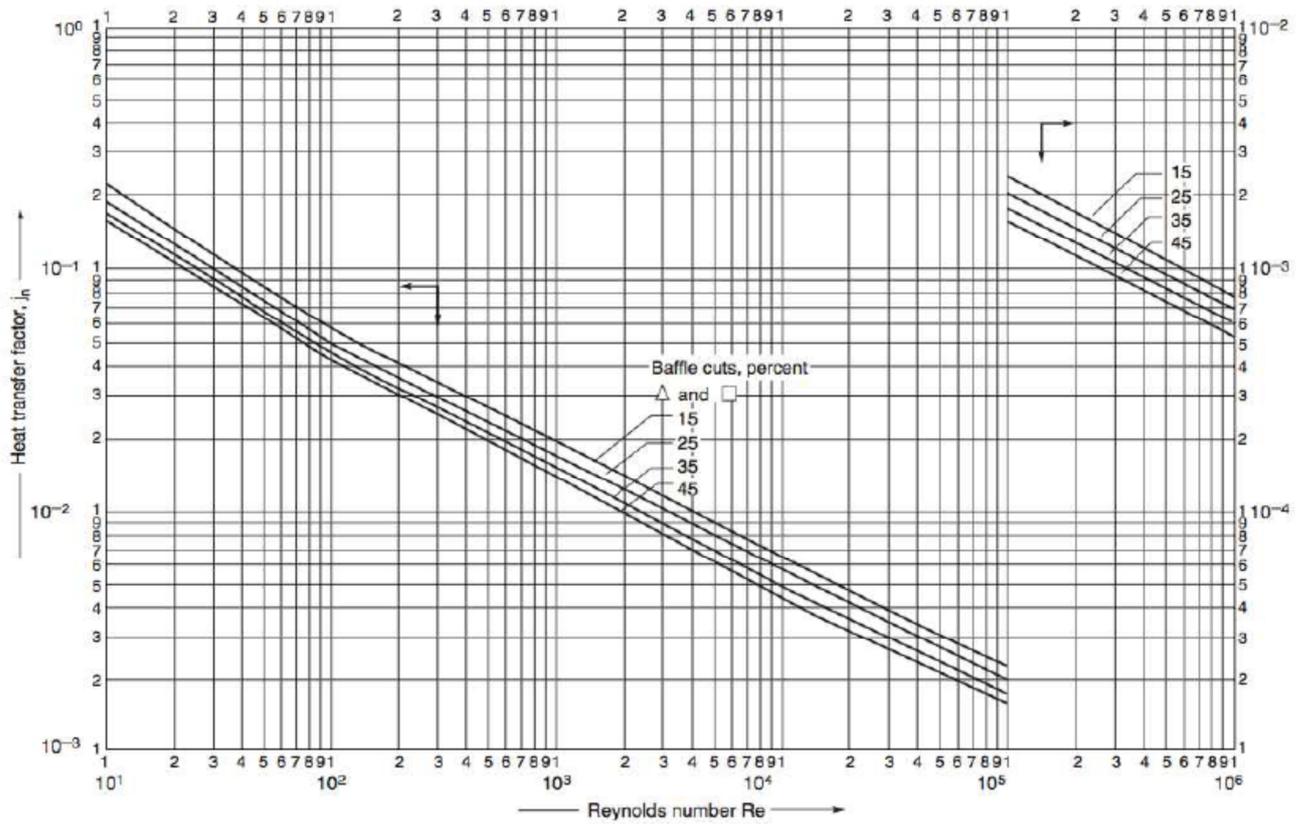


Figure 12.29. Shell-side heat transfer factors, segmental baffles.

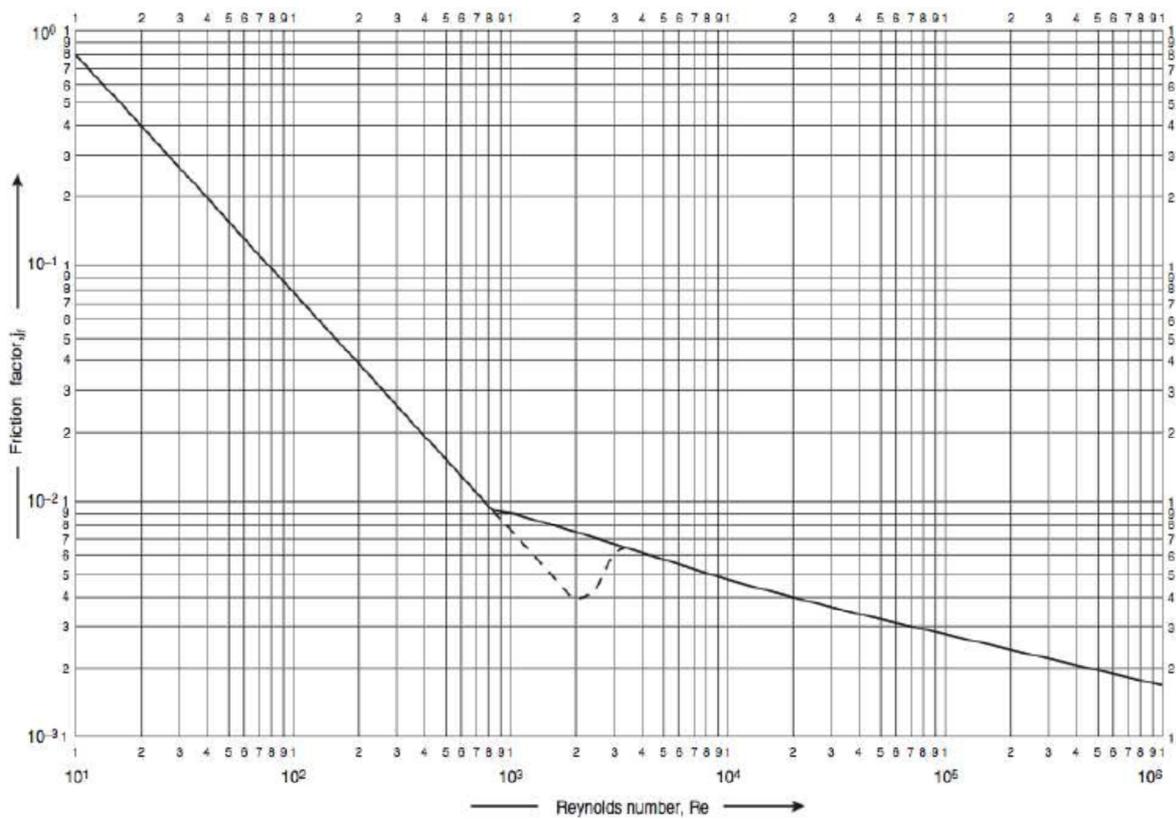


Figure 12.24. Tube-side friction factors.

Diamètre du faisceau du tube
 Ou N_t et le nombre de tubes et d_o est le diamètre
 extérieur du tube

$$D_b = d_o \left(\frac{N_t}{K_1} \right)^{1/n_1}$$

Section de l'écoulement côté calandre :
 Avec D_s diamètre du calandre

$$A_s = \frac{(p_t - d_o) D_s l_B}{p_t}$$

Diamètre hydraulique de la calandre pour un
 arrangement triangulaire

$$d_e = \frac{1.10}{d_o} (p_t^2 - 0.917 d_o^2)$$

Coefficient d'échange convectif côté tube :

$$\frac{h_i d_i}{k_f} = j_h Re Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Coefficient d'échange convectif côté calandre :

$$Nu = \frac{h_s d_e}{k_f} = j_h Re Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Perte de charge côté tube :

$$\Delta P_t = N_p \left[8 j_f \left(\frac{L}{d_i} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-m} + 2.5 \right] \frac{\rho u_t^2}{2}$$

Perte de charge côté calandre :

$$\Delta P_s = 8 j_f \left(\frac{D_s}{d_e} \right) \left(\frac{L}{l_B} \right) \frac{\rho u_s^2}{2} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.14}$$