

Notions sur les échangeurs de chaleur

1.1 Introduction

Ce cours de thermique sera consacré à l'exposé des notions élémentaires qu'on doit connaître au sujet d'appareils extrêmement courants dans les processus industriels, et que l'on nomme les échangeurs de chaleur.

Un échangeur de chaleur est un appareil destiné à transmettre la chaleur d'un fluide à un autre.

Dans les échangeurs les plus courants, les deux fluides sont séparés par une paroi au travers de laquelle les échanges se font par conduction, la transmission de chaleur fluides-paroi relevant essentiellement de la convection.

Dans certains appareils, l'échange de chaleur est associé à un changement de phase de l'un des deux fluides. C'est le cas des condenseurs, évaporateurs, générateurs de vapeur, tours de refroidissement, etc...

L'étude complète d'un échangeur comporte une analyse thermique et hydraulique, une étude mécanique et une optimisation économique.

L'étude thermique consiste essentiellement à déterminer la surface d'échange thermique nécessaire, le flux thermique échangé, la distribution des températures des deux fluides de l'entrée à la sortie de l'appareil.

L'étude hydraulique a pour but de déterminer les pertes de charges dans l'appareil.

L'étude mécanique concerne le calcul des efforts et contraintes en fonctionnement compte tenu des températures et pressions opératoires.

L'optimisation économique consistera à trouver le meilleur compromis, pour une puissance à transférer donnée, entre une surface d'échange faible avec des vitesses de fluides élevées, au prix d'une puissance de pompage importante, et d'autre part, une surface d'échange plus grande, mais avec des vitesses de circulation des fluides plus faibles.

Dans ce qui suit, nous n'aborderons que le seul aspect de l'étude thermique, et ceci d'une manière très élémentaire.

1.2 Principaux types d'échangeurs

1.2.1 Classification

Les échangeurs thermiques présentent une extrême variété. On distingue trois catégories principales:

- *Les échangeurs par mélange*, dans lesquels les deux fluides sont intimement mélangés. Dans cette catégorie, on peut citer les désurchauffeurs de vapeur, les dégazeurs, les ballons de détente de purges.
- *Les régénérateurs ou échangeurs discontinus*. Dans ces appareils, la surface d'échange est alternativement mise en contact avec le fluide froid et le fluide chaud. Un exemple classique en centrale thermique est celui des réchauffeurs d'air rotatifs.
- *Les échangeurs continus*. Dans cette catégorie qui est la plus importante en raison de ses nombreuses applications industrielles, les deux fluides circulent de manière continue de part et d'autre de la surface d'échange. Selon la géométrie de cette surface d'échange, on distinguera les échangeurs tubulaires et les échangeurs à plaques.

1.2.2 Principaux types d'échangeurs continus

Un des modèles les plus simples d'échangeur que l'on puisse imaginer est constitué de deux tubes coaxiaux. L'un des fluides s'écoule dans le tube central, et l'autre dans l'espace annulaire, les deux fluides pouvant circuler dans le même sens ou en sens contraire.

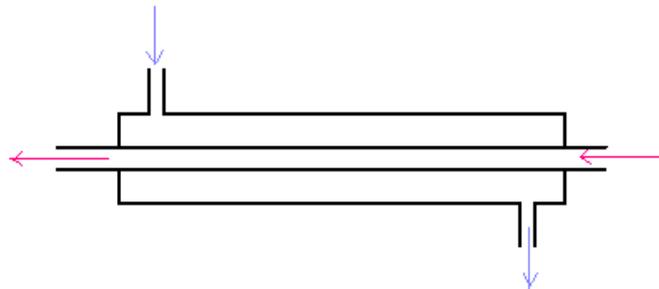


Figure 8.1 - Echangeur « double tube »

Il est difficile d'obtenir des surfaces d'échange importantes avec ce type d'échangeur, sans aboutir à des appareils très encombrants. Aussi choisit-on plutôt de disposer un *faisceau de tubes* dans une enveloppe unique appelée *calandre*. L'un des fluides circule dans les tubes, et l'autre autour des tubes, dans la calandre.

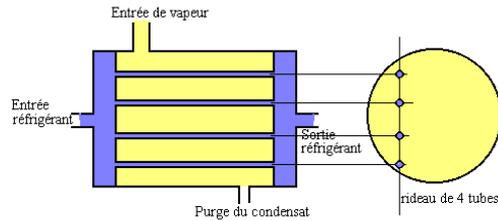


Figure 8.2 - Echangeur à faisceau tubulaire à simple passe

Différentes variantes permettent de multiplier les passages d'un des fluides dans l'appareil (échangeurs à 2 passages, à 4 passages, etc...)



Figure 8.3 - Echangeur à deux passages

1.3 Distribution des températures dans un échangeur

Les températures des fluides évoluent pendant leur traversée longitudinale de l'échangeur, à moins que l'un des fluides ne subisse un changement de phase, auquel cas sa température reste constante.

Dans ce qui suit, nous considérerons le cas simple d'un échangeur « double tube » à un seul passage, en prenant en compte les deux agencements possibles: courants parallèles ou contre-courants.

On s'intéresse à la variation des températures $T_c(x)$ du fluide chaud et $T_f(x)$ du fluide froid, depuis l'entrée de l'appareil (abscisse $x = 0$ = surface d'échange déjà « vue », indice e), jusqu'à la sortie (abscisse $x = S$ = surface d'échange totale « vue », indice s).

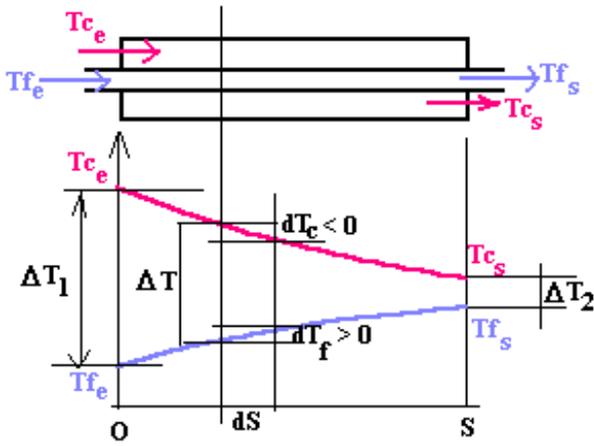


Figure 8.4 - Distribution des températures dans un échangeur à courants parallèles

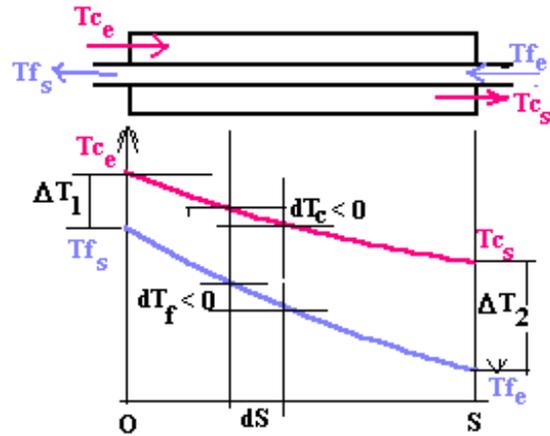


Figure 8.5 - Distribution des températures dans un échangeur à contre-courants

On remarquera que dans un échangeur à contre-courant, la température de sortie du fluide « froid » peut devenir supérieure à la température de sortie du fluide « chaud », ce qui n'est pas possible avec la disposition à courants parallèles.

1.4 Méthode de la différence logarithmique de température

Si T_c et T_f sont les températures des deux fluides au droit de l'élément dS de la surface d'échange, le flux thermique $d\Phi$ échangé entre les deux fluides à travers dS peut s'écrire:

$$d\Phi = k(T_c - T_f) dS \quad (8.1)$$

k est le *coefficient d'échange global* entre les deux fluides, au niveau de l'élément dS . Il est exprimé en $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$. Il s'agit d'un paramètre local, qui peut changer le long de l'échangeur. Il représente la « conductance thermique » interposée entre les deux fluides, qui comprend trois termes: les deux coefficients d'échange fluides-parois, et un terme de conduction à travers la paroi solide.

Dans ce qui suit, nous supposons un échangeur *sans pertes*, c'est-à-dire un échangeur dans lequel la chaleur cédée par le fluide chaud est intégralement transmise au fluide froid.

Dans ces conditions, le flux de chaleur $d\Phi$ transmis du fluide chaud au fluide froid à travers l'élément dS s'écrira, dans le cas de l'échangeur à courants parallèles (figure 8.3):

$$d\Phi = - \dot{m}_c C_{pc} dT_c = \dot{m}_f C_{pf} dT_f$$

Flux perdu	Flux gagné
par le fluide	par le fluide
chaud	froid

(8.2)

\dot{m}_c et \dot{m}_f sont les débits massiques respectifs des fluides chaud et froid, en kg/s.
 C_{pc} et C_{pf} sont leurs chaleurs massiques à pression constante, en J/(kg.°C).

De (8.2) on tire:

$$dT_c = - \frac{d\Phi}{\dot{m}_c C_{pc}} \quad \text{et} \quad dT_f = \frac{d\Phi}{\dot{m}_f C_{pf}}$$

d'où la différence:

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = - \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}} \right) d\Phi \quad (8.3)$$

Si on remplace $d\Phi$ par son expression générale introduite en (8.1), il vient:

$$d(T_c - T_f) = - \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}} \right) k (T_c - T_f) dS$$

relation que l'on peut mettre sous la forme:

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = - \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}} \right) k dS$$

Si l'on admet que le coefficient local k reste constant tout le long de l'échangeur, on peut intégrer l'équation différentielle ci-dessus depuis $S = 0$ jusqu'à la valeur maximale S . Il vient alors:

$$\left[\text{Log} (T_c - T_f) \right]_{S=0}^S = - \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}} \right) k S$$

A l'entrée de l'échangeur ($S = 0$), on a: $T_c - T_f = T_{ce} - T_{fe}$,

A la sortie de l'échangeur ($x = S$), on a: $T_c - T_f = T_{cs} - T_{fs}$,

d'où la relation:

$$\text{Log} \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = - \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}} \right) k S \quad (8.4)$$

Mais on peut également exprimer le flux total échangé en fonction des températures d'entrée et de sortie des fluides; c'est faire le bilan enthalpique global de chaque fluide, ce qui s'écrit:

$$\Phi = \dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (8.5)$$

En remplaçant dans (8.4) les expressions de $\dot{m}_c C_{pc}$ et $\dot{m}_f C_{pf}$ tirées de (8.5), on obtient:

$$\text{Log} \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = - \left(\frac{(T_{ce} - T_{cs})}{\Phi} + \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{\Phi} \right) k S = \left[(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe}) \right] \frac{k S}{\Phi}$$

expression d'où on tire finalement la puissance thermique totale échangée, dans l'hypothèse d'une circulation à courants parallèles:

$$\Phi = k \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\text{Log} \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}} S \quad (8.6)$$

Dans l'hypothèse d'une circulation à contre-courant, la variation de température dT_f du fluide froid quand on augmente la surface d'échange de dS , devient négative. Dans ces conditions, les relations (8.2) doivent s'écrire:

$$d\Phi = - \dot{m}_c C_{pc} dT_c = - \dot{m}_f C_{pf} dT_f$$

Flux perdu	Flux gagné	(8.7)
par le fluide	par le fluide	
chaud	froid	

Des calculs absolument analogues aux précédents conduisent alors à la relation qui donne la puissance thermique totale échangée, dans l'hypothèse d'une circulation à contre-courants:

$$\Phi = k \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\text{Log} \frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}}} S \quad (8.8)$$

Les expressions (8.6) et (8.8) peuvent recevoir la même formulation, si on introduit la grandeur:

$$\Delta T = T_c - T_f$$

ΔT désignant la différence de température entre le fluide chaud et le fluide froid, dans une section donnée de l'échangeur.

Si on affecte les indices 1 et 2 à chaque extrémité de l'échangeur, on voit que:

Dans le cas d'un échangeur à contre-courant (figure 8.5), on aura:

$$\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fs} \quad \text{et} \quad \Delta T_2 = T_{cs} - T_{fe}$$

et la formule (8.8) s'écrit donc:

$$\Phi = k \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\text{Log} \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} S \quad (8.8 \text{ bis})$$

Dans le cas d'un échangeur à courants parallèles (figure 8.4), on aura cette fois:

$$\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fe} \quad \text{et} \quad \Delta T_2 = T_{cs} - T_{fs}$$

et la formule (8.6) s'écrira donc:

$$\Phi = k \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\text{Log} \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} S = k \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\text{Log} \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} S \quad (8.6 \text{ bis})$$

On voit que la formulation est la même, que l'échangeur soit à courants parallèles ou à contre-courants.

La puissance thermique d'un échangeur tubulaire continu est donnée par la relation générale suivante:

$$\Phi = k S \Delta T_{LM} \quad \text{avec:} \quad \Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\text{Log} \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (8.9)$$

ΔT_{LM} est appelée *la différence de température logarithmique moyenne* entre les deux fluides (DTLM)

L'expression (8.9) signifie que la puissance thermique échangée est proportionnelle à l'aire de la surface d'échange et à la différence de température logarithmique moyenne.

Le coefficient de proportionnalité est le coefficient d'échange global k introduit en (8.1), coefficient k dont on a admis la constance tout le long de l'échangeur.

1.5 Evaluation du coefficient d'échange global k

Pour pouvoir calculer la puissance thermique d'un échangeur à l'aide de la relation précédente:

$$\Phi = k S \Delta T_{LM} \quad \text{avec: } \Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\text{Log} \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} \quad (8.9)$$

il est encore nécessaire de connaître le coefficient global d'échange défini par la relation:

$$d\Phi = k (T_c - T_f) dS \quad (8.1)$$

Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid est la résultante de trois phénomènes successifs:

- Convection entre le fluide chaud et la face externe de la paroi solide.
- Conduction à travers cette paroi solide.
- Convection entre la face interne de la paroi solide et le fluide froid.

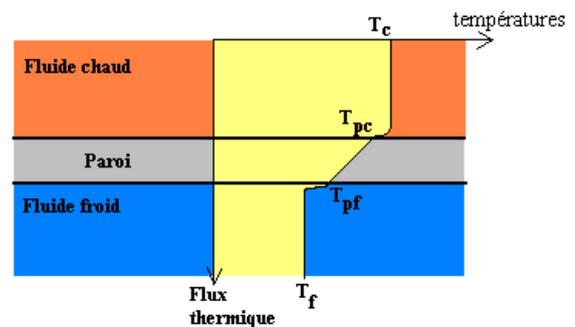


Fig 8.6 - profil de température lors de l'échange à travers un élément de surface dS

La figure 8.6 ci-contre donne l'allure qualitative du profil de température lors de l'échange à travers un élément de paroi plane.

Nous avons déjà étudié en détail la modélisation d'un tel transfert de chaleur à travers une paroi en contact avec deux fluides.

On y a vu que la convection dans le fluide chaud est régie par un coefficient de convection h_c permettant de définir une résistance thermique convective $1/h_c S$.

De même, la convection dans le fluide froid est régie par un coefficient de convection h_f permettant de définir une résistance thermique convective $1/h_f S$.

Quant à la conduction à travers la paroi solide d'épaisseur e et de conductivité thermique λ , il en est rendu compte par une résistance thermique de conduction $e/\lambda S$.

De sorte que le flux thermique transféré du fluide chaud au fluide froid est donné par l'expression:

$$\Phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c S} + \frac{e}{\lambda S} + \frac{1}{h_f S}} \quad (8.10)$$

soit encore:

$$\Phi = k S (T_c - T_f) \quad (8.1 \text{ bis})$$

en introduisant *le coefficient d'échange global* k défini par:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}} \quad (8.11)$$

Cette modélisation doit encore être complétée sur deux points pour rendre compte correctement des phénomènes dans un échangeur réel:

1) Dans la relation (8.10), nous avons supposé la même surface d'échange S côté chaud et côté froid. Dans la pratique, la surface d'échange n'a pas toujours la même étendue au contact des deux fluides.

Il faut donc introduire des surfaces d'échange S_c et S_f , et rapporter le coefficient d'échange global, soit à l'unité de surface d'échange côté chaud - et on le notera k_c - soit à l'unité de surface d'échange côté froid - et on le notera k_f .

2) De plus, au bout d'un certain temps de fonctionnement, les parois d'échange se recouvrent d'un film d'encrassement. Ces dépôts de tartre et de salissures ont une conductivité thermique faible par rapport à celle du métal, et constituent donc des résistances thermiques supplémentaires R_{ec} et R_{ef} s'opposant à l'échange.

En définitive, la performance réelle de l'échangeur sera déduite du calcul de l'un ou de l'autre des deux coefficients d'échange global suivants:

$$k_c = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + R_{ec} + \frac{e}{\lambda} \frac{S_c}{S_m} + \left(R_{ef} + \frac{1}{h_f} \right) \frac{S_c}{S_f}} \quad (8.12 a)$$

ou:

$$k_f = \frac{1}{\frac{1}{h_f} + R_{ef} + \frac{e}{\lambda} \frac{S_f}{S_m} + \left(R_{ec} + \frac{1}{h_c} \right) \frac{S_f}{S_c}} \quad (8.12 b)$$

Dans ces formules:

S_f est l'aire de la surface d'échange côté froid, en m^2

S_c est l'aire de la surface d'échange côté chaud, en m^2

S_m est l'aire de la surface d'échange moyenne, en m^2

R_{ec} et R_{ef} sont les résistances par unité de surface des films d'encrassement déposés du côté chaud et du côté froid de la surface d'échange, en $(m^2 \cdot ^\circ C)/W$

k_c et k_f s'expriment en $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$

1.6 Ordre de grandeur des résistances d'encrassement R_e

Des mesures comparatives entre les conditions de mise en service, puis le fonctionnement au cours du temps, ont permis de déduire les valeurs des résistances d'encrassement.

Ces résistances sont comprises en gros entre $1 \cdot 10^{-4}$ et $20 \cdot 10^{-4}$ $(m^2 \cdot ^\circ C)/W$

Le tableau suivant indique les valeurs recommandées dans différents cas:

<i>Fluide et conditions</i>	<i>Résistance d'encrassement R_e ($m^2 \cdot ^\circ C$)/W</i>
eau de mer	$1 \cdot 10^{-4}$
eau de rivière très sale	10 à $20 \cdot 10^{-4}$
eau traitée pour chaudières	$2 \cdot 10^{-4}$

1.7 Estimation des coefficients d'échange par convection h_c et h_f

La démarche pratique est la suivante:

1) On évalue le Nombre de PRANDTL de chaque écoulement, à partir des propriétés physiques du fluide considéré:

$$\text{Pr} = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (5.10)$$

μ est la viscosité dynamique, en kg/(m.s)

C_p la chaleur massique à pression constante, en J/(kg.°C)

λ la conductivité thermique en W/(m².°C)

2) On calcule ensuite le Nombre de REYNOLDS de chaque écoulement:

$$\text{R}_e = \frac{\rho U D_h}{\mu} \quad (6.10)$$

où ρU est la vitesse massique du fluide, en kg/(m².s) :

$$\rho U = \frac{\dot{m}}{s} \quad \text{avec: } \dot{m}, \text{ débit massique en kg/s}$$

s , aire de la section droite de la veine fluide, en m².

D_h est le diamètre hydraulique, en m

$$D_h = \frac{4 s}{p} \quad \text{avec: } s, \text{ aire de la section droite de la veine fluide, en m}^2.$$

p , périmètre mouillé par la veine fluide, en m

Dans le cas d'un tube, D_h est égal au diamètre D du tube.

La valeur obtenue pour le Nombre de REYNOLDS permet de savoir quel est le régime de l'écoulement, laminaire ou turbulent.

3) La connaissance des Nombres de PRANDTL et de REYNOLDS permet alors de calculer, pour un écoulement donné, le Nombre de NUSSELT:

$$Nu = \frac{h D_h}{\lambda} \quad (5.10)$$

à partir des corrélations expérimentales :

$$Nu = f (Re, Pr) \quad (5.11)$$

On se reportera pour cela au Chapitre 5, et aux formules (5.13) à (5.25), en fonction de chaque configuration rencontrée.

4) Du Nombre de NUSSELT, on déduit alors le coefficient d'échange convectif h cherché.

L'approche présentée est vraiment élémentaire, et devrait être complétée par la prise en compte de beaucoup d'autres phénomènes, si on désirait réellement traiter un projet de bureau d'étude. Parmi ces phénomènes dont on ne parlera pas ici, on peut citer:

- Les effets des variations de température le long de l'échangeur sur la viscosité des fluides, et par conséquent sur la distribution des vitesses dans la veine, et *in fine* sur le coefficient d'échange convectif.
- La présence de chicanes dans les calandres, compliquant les trajectoires suivies par le fluide.
- L'utilisation de tubes ailetés, les ailettes ayant pour but d'améliorer l'échange.

1.8 Exemple récapitulatif

On désire refroidir jusqu'à 30°C, au moyen d'un échangeur à contre-courant, une huile dont la température initiale est de 110°C, le débit massique de 5.000 kg/heure, et la chaleur massique de 2.100 J/(kg.°C).

Le fluide de refroidissement utilisé sera de l'eau entrant dans l'appareil à 12°C, avec un débit massique de 12.000 kg/heure.

Calculer la température de sortie de l'eau et la surface d'échange nécessaire.

1.8.1 Calcul de la puissance thermique échangée

On peut immédiatement faire le bilan enthalpique de l'huile, entre l'entrée et la sortie.

La puissance thermique cédée par l'huile est:

$$\Phi = \dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) = \frac{5000}{3600} 2100 (110 - 30) = 233 \text{ kW}$$

On admet que cette puissance est intégralement récupérée par le fluide de refroidissement (hypothèse de l'échangeur sans pertes), d'où le bilan enthalpique de l'eau:

$$\Phi = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) = \frac{12000}{3600} 4180 (T_{fs} - 12) = 233 \text{ kW}$$

1.8.2 Calcul de la température de sortie T_{fs} de l'eau

De la relation ci-dessus, on déduit la température de sortie T_{fs} de l'eau:

$$T_{fs} = 12 + \frac{233333 \cdot 3600}{12000 \cdot 4180} = 28,7 \text{ °C}$$

1.8.3 Calcul de la différence de température logarithmique moyenne

On peut alors calculer la différence de température logarithmique moyenne ΔT_{LM} entre les deux fluides (DTLM):

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\text{Log} \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$$

Relation où:

$$\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fs} = 110 - 28,7 = 81,3 \text{ °C}$$

et

$$\Delta T_2 = T_{cs} - T_{fe} = 30 - 12 = 18 \text{ °C}$$

On obtient donc:

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\text{Log} \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} = \frac{18 - 81,3}{\text{Log} \frac{18}{81,3}} = 41,9 \text{ °C}$$

La puissance thermique Φ de l'échangeur est liée à ΔT_{LM} par la relation:

$$\Phi = k S \Delta T_{LM} \quad (8.9)$$

Seul le produit kS est donc connu. Il a pour valeur:

$$kS = \frac{233.10^3 \text{ W}}{41,9^\circ\text{C}} = 5561 \text{ W}/^\circ\text{C}$$

L'optimisation de l'échangeur va consister à définir le compromis entre l'encombrement, les conditions hydrauliques et les performances thermiques.

1.8.4 Calcul des coefficients de transmission thermique

- Côté huile:

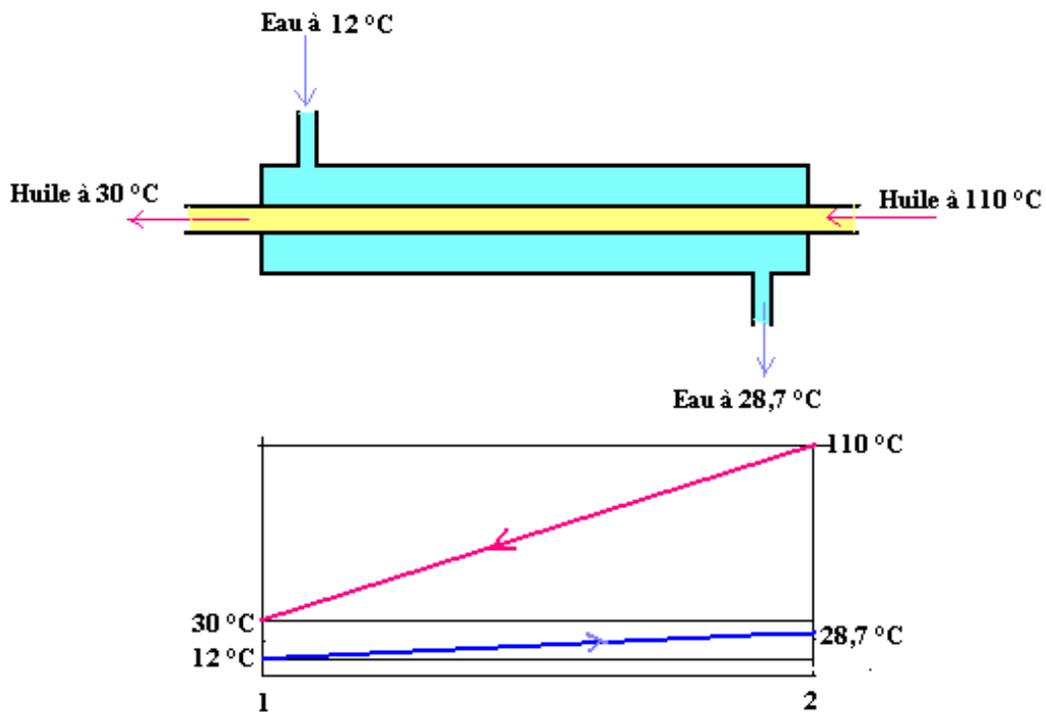
Les propriétés physiques de cette huile sont rassemblées dans la table suivante:

Température moyenne T_{cm} [°C]	Masse volumique ρ [kg/m ³]	Viscosité dynamique μ [kg/(m.s)]	Chaleur massique C_p [J/(kg.°C)]	Conductivité thermique λ [W/(m ² .°C)]
70	845	0,0080	2260	0,18

1) On évalue le Nombre de PRANDTL de l'huile, à partir de ses propriétés physiques:

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} = \frac{0,008 \cdot 2260}{0,18} = 100,4$$

2) On fait a priori le choix de la disposition constructive la plus simple: un échangeur « double tube » à contre-courant:



2) Le débit volumique d'huile a pour valeur:

$$Q_c = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{5000}{3600} \frac{1}{845} = 0,00164 \text{ m}^3 / \text{s}$$

3) Etudions la variation du Nombre de REYNOLDS de l'écoulement dans le tube central, en fonction du diamètre intérieur D_i de ce tube:

$$R_e = \frac{\rho U D_h}{\mu}$$

D_i m	S m^2	U m/s	Re
0,015	0,00018	9,28	14 704
0,020	0,00031	5,22	11 028
0,025	0,00049	3,34	8 822
0,050	0,00196	0,84	4 411
0,100	0,00785	0,21	2 206

L'examen du tableau ci-dessus montre que le choix d'un échangeur « double tube » est pertinent; en effet, avec un tube de diamètre intérieur $D_i = 25 \text{ mm}$, on obtiendra le débit désiré au prix d'une vitesse $U = 3,34 \text{ m/s}$ tout-à-fait acceptable.

L'écoulement est turbulent, avec un Nombre de Reynolds: $Re = 8 822$

4) La connaissance des Nombres de PRANDTL et de REYNOLDS permet alors de calculer le Nombre de NUSSELT:

$$Nu = \frac{h_c D_h}{\lambda}$$

de l'écoulement dans ce tube, à partir de la formule de COLBURN:

$$N_u = 0,023 P_r^{1/3} R_e^{0,8} = 0,023 (100,4)^{1/3} (8822)^{0,8} = 153$$

Le coefficient d'échange par convection entre l'huile et la paroi du tube dans laquelle cette huile s'écoule est donc:

$$h_c = \frac{\lambda N_u}{D_h} = \frac{0,18 \cdot 153}{0,025} = 1102 \text{ W / (m}^2 \cdot \text{°C)}$$

• Côté eau:

Les propriétés physiques de l'eau sont rassemblées dans la table suivante:

Température moyenne T _{cm} [°C]	Masse volumique ρ [kg/m ³]	Viscosité dynamique μ [kg/(m.s)]	Chaleur massique C _p [J/(kg.°C)]	Conductivité thermique λ [W/(m ² .°C)]
20	998	95.10 ⁻⁵	2450	0,62

5) On évalue le Nombre de PRANDTL de l'eau, à partir de ses propriétés physiques:

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} = \frac{95 \cdot 10^{-5} \cdot 2450}{0,62} = 3,75$$

6) Le débit volumique d'eau a pour valeur:

$$Q_f = \frac{\dot{m}_f}{\rho} = \frac{12000}{3600} \frac{1}{998} = 0,00334 \text{ m}^3/\text{s}$$

7) Etudions la variation du Nombre de REYNOLDS de l'écoulement d'eau dans l'espace annulaire, en fonction du diamètre intérieur D_i du tube extérieur.

$$R_e = \frac{\rho U D_h}{\mu}$$

D_h est le diamètre hydraulique de la section droite de la veine d'eau:

$$D_h = 4 R_H = 4 \frac{\text{section de passage}}{\text{périmètre mouillé}} = 4 \frac{\pi/4 (D_i^2 - d_e^2)}{2\pi(D_i + d_e)} = \frac{1}{2}(D_i - d_e)$$

où D_i est le diamètre intérieur du gros tube (extérieur), et d_e le diamètre extérieur du petit tube (intérieur):

Comme on a choisi pour le tube central: $d_i = 25$ mm, on aura: $d_e = 30$ mm

Un tube externe de 40 mm de diamètre intérieur conduit aux valeurs suivantes:

$$\text{Section de passage} = \frac{\pi}{4}(D_i^2 - d_e^2) = 0,00055 \text{ m}^2$$

$$\text{Diamètre hydraulique} = \frac{1}{2}(D_i - d_e) = 0,005 \text{ m}$$

$$\text{Vitesse moyenne} = Q_f / \text{Section de passage} = 6,07 \text{ m/s}$$

$$\text{Nombre de Reynolds} = \frac{\rho_f U_m D_h}{\mu_f} = 31899$$

L'examen des valeurs ci-dessus confirme que le choix d'un échangeur « double tube » est pertinent; en effet, avec un tube externe de diamètre intérieur $D_i = 40$ mm ($D_h = 0,005$ m), on obtiendra le débit désiré au prix d'une vitesse $U = 2,66$ m/s tout à fait acceptable.

L'écoulement est turbulent, avec un Nombre de Reynolds: $R_e = 13972$

8) La connaissance des Nombres de PRANDTL et de REYNOLDS permet alors de calculer le Nombre de NUSSELT:

$$Nu = \frac{h_f D_h}{\lambda}$$

de l'écoulement dans ce tube, à partir de la formule de COLBURN:

$$N_u = 0,023 P_r^{1/3} R_e^{0,8} = 0,023 (3,75)^{1/3} (7978)^{0,8} = 74$$

Le coefficient d'échange par convection entre l'eau et la paroi du tube dans laquelle l'huile s'écoule est donc:

$$h_f = \frac{\lambda N_u}{D_h} = \frac{0,62 \cdot 74}{0,005} = 9176 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

9) La paroi du tube central (25 mm/30 mm) a une épaisseur $e = 2,5 \text{ mm}$. Ce tube est en acier ordinaire de conductivité thermique $\lambda = 46 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$, d'où un coefficient de conduction:

$$\frac{e}{\lambda} = \frac{0,0025}{46} = 0,54 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{W}$$

1.8.5 Calcul du coefficient global d'échange k

La surface d'échange S est unique, que l'on regarde côté huile ou côté eau. C'est la surface latérale du tube interne.

Il faut tenir compte de résistances d'encrassement sur chacune des deux parois du tube intérieur. Nous prendrons:

$$R_{ef} = R_{ec} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{W}$$

Le coefficient global d'échange k est alors donné par la relation:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + R_{ec} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f} + R_{ef}}$$

soit:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{1102} + 2 \cdot 10^{-4} + 0,54 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{5865} + 2 \cdot 10^{-4}} = \frac{1}{0,00091 + 0,00020 + 0,00054 + 0,00071 + 0,00020}$$

Il apparaît que les 5 résistances thermiques qui interviennent en série sont toutes du même ordre de grandeur: on ne peut en négliger aucune.

En achevant le calcul, on obtient:

$$k = 522 \text{ W} / (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

1.8.6 Calcul de la surface d'échange

On peut maintenant déduire la surface d'échange S nécessaire:

$$S = \frac{kS}{k} = \frac{5561 \text{ W/}^\circ\text{C}}{934 \text{ W/(m}^2\cdot^\circ\text{C)}} = 6 \text{ m}^2$$

Une longueur de 1 m de tube de diamètre 30 mm a une surface latérale égale à:

$$\sigma = \pi d = 0,094 \text{ m}^2$$

d'où la longueur de tube nécessaire pour obtenir la surface d'échange:

$$L = S / \sigma = 6 / 0,094 = 63,8 \text{ m}$$

La conclusion est claire. Il n'est pas question de conserver le dessin initial, car le coefficient d'échange global k ne pourra jamais être suffisamment amélioré pour qu'on obtienne un encombrement acceptable.

1.8.7 Optimisation

Il faudra donc opter pour un nouveau dessin d'appareil, beaucoup plus compact : par exemple pour un faisceau de 64 tubes de 1,40 m de long, répartis en 8 rideaux de 8 tubes chacun.

Dans ces conditions, toutes les caractéristiques hydrauliques et thermiques ci-dessus ne devraient plus être considérées que comme des valeurs de premier dégrossissage, et il conviendrait de reprendre tous les calculs en faisant usage de données adaptées à la nouvelle géométrie. On trouve ces données dans les ouvrages spécialisés, mais ces aspects dépassent totalement les limites de ce cours d'initiation.