
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université TAHRI Mohamed, Béchar



Faculté de Technologie

Département de Génie Mécanique

Polycopié Pédagogique
(Cours.)

" *Les échangeurs de chaleur* "

Code de la Matière : F322

Niveau : Master 2

Filière (s) : Génie Mécanique

Spécialité (s) : Énergétique

Etabli par l'enseignante : Mme Benyamina Leila

Année Universitaire : 2022/2023.

Table des matières

Introduction.....	1
Chapitre I Classification des Échangeurs de chaleur	4
I.1 Qu'est ce qu'un échangeur de chaleur	4
I.2 Les différentes Classification des Échangeurs de chaleur	5
I.2.1 Suivant Le Processus De Transfert De Chaleur [2].....	5
I.2.2 Suivant La Compacité De La Surface D'échange.....	7
I.2.3 Suivant Le Type De Construction (La Technologie).....	8
I.2.4 Suivant Le Type D'arrangement	9
I.2.5 Suivant Le Nombre De Fluides Utilises.....	9
I.2.6 Suivant Le Type De Transfert De Chaleur	9
I.2.7 Suivant La Nature Du Matériau De La Paroi D'échange.....	10
Chapitre II Méthodes de calcul thermique des échangeurs de chaleur	10
II .1 Calcul par la méthode (LMTD) ou (DTLM) [6]	12
II.1.1 Cas des échangeurs tubulaire à co-courant	12
II.1.2 Cas des échangeurs tubulaires à contre-courant	15
II.3.1 Détermination de l'expression de l'efficacité en fonction du nombre de NUT.....	23
Chapitre III Coefficient d'échange convectif sans changement de phases dans les échangeurs de chaleur.....	26
III.1 Détermination des coefficients d'échange par convection h_c et h_f	29
III.1.2 On peut améliorer l'échange thermique d'un échangeur par.....	31
Chapitre IV Coefficient d'échange convectif en transfert avec changement de phase.....	33
IV.1 Généralités	33
IV.1.1 – Condenseurs	34
IV.1.1.1 – Condensation à l'extérieur d'un tube horizontal	35
IV.1.1.2. – Condensation à l'extérieur d'un tube vertical	36
IV.1.1.3 - Condensation sur une paroi plane verticale	38
IV.1.1.4. - Condensation à l'intérieur d'un tube horizontal	38
IV.2. - Évaporateurs Et Générateurs De Vapeur	39
IV 2.1 - Mécanismes de l'ébullition	39
IV 2.1.1 . – Ébullition en film à l'extérieur d'un tube horizontal.....	40
IV 2.1.2 – Ébullition nucléée à l'intérieur d'un tube horizontal.....	40
IV 2.1.3. – Ébullition nucléée en cuve [12].....	41
Chapitre V Coefficient d'échange global et conductance globale d'un échangeur	41
V.1 Évaluation du coefficient d'échange global.....	43
V.2 Résistances d'encrassement [7]	45
V.3 le flux de chaleur ϕ transmis d'un fluide 1 à un fluide 2 à travers la paroi d'un tube cylindrique [13].....	48
Chapitre VI Performances et calcul des échangeurs de chaleur. [14]	50
VI.1 But et définition de performance d'un échangeur.....	50
VI 1.1 Bref rappel sur le rendement d'un échangeur thermique	50
VI 1.2 Performance d'un échangeur énergie, les paramètres à prendre en compte.....	51
VI.2 Les différents indicateurs de performance d'un échangeur	51
Il existe cinq principales catégories d'indicateurs qui sont les suivantes :	51
VI.2.1 Le coefficient de transfert thermique[13].....	51
VI.2.2 La capacité thermique des fluides utilisés par l'échangeur	52
VI.2.3 L'écart de température entre les fluides.....	52
VI.2.4 Le type de convection.....	52

VI.2.5 Le critère de compacité	52
VI.3 Choix d'un échangeur thermiques performant.....	52
VI.4 Récapitulation sur Critères de performance d'un échangeur[11].....	53
VI.5 Caractérisation thermodynamique d'un échangeur de chaleur [16]	54
Chapitre VII Technologie des échangeurs de chaleur.	55
VII .1 Le choix technologique : Identification des caractéristiques d'usages nécessaires à une sélection adaptée d'un échangeur thermique[13].....	55
VII .2 Les fluides de transfert, moteur et frigorigène du procédé	56
VII 2.1 L'état des fluides de transfert (monophasique, diphasique)	56
VII 2.2 Les conditions extrêmes d'usage de l'échangeur	56
VII 2.3 L'encrassement des échangeurs thermiques [7].....	56
VII.2.4 Critère sur les exigences d'étanchéité de l'échangeur et les risques de fuite des fluides .	57
VII.2.5 Critère associé à la nécessité d'inspection des équipements techniques	57
VII.2.6 Critère d'encombrement/compacité	57
VII.2.7 Critère de coût de l'échangeur	57
VII.3 Technologie des échangeurs	57
Chapitre VIII Optimisation et intégration énergétique des flux de chaleur dans les réseaux d'échangeurs. [08] et [10]	59
VIII.1. Optimisation avec contraintes	59
VIII.1.1 Optimisation à surface d'échange fixée.....	59
VIII.1.2. Optimisation à volume d'échangeur fixé.....	59
VIII.2. Distribution optimale de la surface d'échange	61
VIII.2.1 Objectif [9].....	61
VIII .2.2. Distribution de la surface d'échange sur l'échelle.....	61
VIII.2.3 Distribution de la surface d'échange	62
VIII.3 Dimensionnement Et Optimisation Des Echangeurs Thermiques [15].....	62
VIII.3.1 Introduction.....	62
VIII 3.1.1. Hypothèses	63
VIII.3.1.2. Dimensionnement	63
VIII.3.1.3 Principes de Calcul.....	63
VIII.3.2. Optimisation des échangeurs [16]	64
VIII.3.2.1 Introduction.....	64
VIII.3.2.2 Optimisation statique d'échangeurs de chaleur	64
VIII.3.2.3 Optimisation dynamique des échangeurs de chaleur	65

Avant-propos

Dans l'industrie, l'échangeur de chaleur est un composant primordial de la chaîne et du processus de la transmission de l'énergie, cet appareil est aussi un élément essentiel dans les systèmes de chauffage, de climatisation, réfrigération, centrales thermiques, etc. Il permet d'assurer le transfert de chaleur entre deux fluides.

Ce cours intitulé « Cours sur les échangeurs de chaleurs » s'adresse aux étudiants LMD dans le cadre de la formation Master en génie Mécanique option « Énergétique » qu'aux étudiants de génie des procédés mais aussi à ceux qui souhaitent acquérir les notions de base sur les phénomènes de transfert thermique entre fluides et Maitriser le calcul ainsi que le dimensionnement des échangeurs de chaleur.

Ce polycopie est le résultat de mon expérience en tant que responsable de la matière F322 (échangeurs de chaleur) au département de génie mécanique à la Faculté de Technologie de l'Université TAHRI Mohamed-Béchar. Il couvre particulièrement les sujets suivants :

- ✓ Classification des Echangeurs de chaleur.
- ✓ Méthodes de calcul thermique des échangeurs de chaleur
- ✓ Coefficient d'échange convectif sans changement de phases dans les échangeurs de chaleur.
Coefficient d'échange convectif en transfert avec changement de phase.
- ✓ Coefficient d'échange global et conductance globale d'un échangeur
- ✓ Performances et calcul des échangeurs de chaleur.
- ✓ Technologie des échangeurs de chaleur.
- ✓ Optimisation et intégration énergétique des flux de chaleur dans les réseaux d'échangeur

Introduction

Dans le contexte énergétique actuel, la hausse des prix de l'énergie et la raréfaction des sources d'énergies fossiles poussent la société industrielle contemporaine à devenir de plus en plus performante aussi bien sur l'aspect financier et environnemental que sur l'aspect maîtrise de l'énergie. Ce dernier point essentiel aujourd'hui, conduit les industriels dans une recherche des meilleurs rendements de leurs processus et une baisse de leur consommation énergétique devenus indispensables. L'objectif de performance énergétique par la maîtrise et la rationalisation de l'énergie pour une meilleure efficacité passe en particulier par l'optimisation des différents organes process. Cette nouvelle stratégie de performance énergétique n'est pas seulement judicieuse du point de vue de l'écologie ou de l'énergie, elle est souvent très rentable pour de nombreux cas, voire même pour des installations de taille réduite. Cette rentabilité impose néanmoins une gestion minutieuse dans les petits systèmes, davantage encore que dans les grandes installations. À partir d'une situation bien définie, la rentabilité ne peut être garantie que par le recours à des solutions techniques optimales offrant le meilleur rendement possible par une gestion dynamique des systèmes. C'est là qu'intervient encore, et ceci depuis toujours, l'échangeur de chaleur. Celui-ci est un élément essentiel de la stratégie de performance énergétique.[1]

Sans conteste l'échangeur de chaleur (ou échangeur thermique) occupe une place primordiale et indispensable dans tous les systèmes thermiques, qu'il soit pour un usage industriel (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire –IAA-, production d'énergie), pour l'automobile, l'aéronautique mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.). De manière générale, on s'accorde à dire que plus de 90% de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur[1].

L'échangeur thermique est un élément essentiel des systèmes de chauffage, de climatisation, mais aussi de réfrigération. Il permet d'assurer le transfert de chaleur entre deux fluides, sans que ces derniers ne se mélangent. Ce transfert se fait à travers une paroi, aux capacités conductrices élevées, et il est dû au différentiel de température entre les deux fluides [2]

Dans l'industrie, l'échangeur de chaleur est un composant primordial de la chaîne et du processus de la transmission de l'énergie.

Quelles sont les principales fonctions, les principales technologies et les méthodes de dimensionnement d'un échangeur thermique ? Le choix et le dimensionnement d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépendent de nombreux paramètres tels que : les propriétés physiques des fluides, leur agressivité, les températures ainsi que leurs pressions de service ou les

matériaux. Les contraintes d'encombrement et de maintenance doivent également être prises en compte, ainsi que les considérations économiques [2].

Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres :

- Domaine de température et de pression des fluides,
- Propriétés physiques et agressivité de ces fluides,
- Maintenance et encombrement.

Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

Les modes de transfert de la chaleur au sein d'un échangeur thermique

Les mécanismes de transfert thermique intervenant au sein d'un échangeur de chaleur sont les trois modes d'échange :

- La conduction s'effectuant au sein de la paroi
- La convection s'effectuant entre la paroi et le fluide
- le rayonnement qui est faible et sera négligé

Le transfert de chaleur entre les fluides se fait par contact direct ou à travers une paroi de séparation.

Dans les échangeurs de chaleur, il n'y a pas de chaleur externe ou travail d'interactions.

On distingue au sein de l'échangeur [2]

- Le fluide primaire : fluide servant au traitement : eau chaude ou eau glacée – vapeur BP, MP ou HP – fluide frigorigène.
- Le fluide secondaire : fluide traité - fluide chauffé ou fluide refroidi.
- Les fluides peuvent être des composés simples (air, eau) ou des mélanges (hydrocarbures).

L'un des fluides peut subir un changement de phase [2]

Soit par condensation ou vaporisation ou ébullition.

Le principal but et fonctions d'un échangeur thermique [3]

La fonction principale de l'échangeur thermique est de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre à des niveaux de températures distincts. Les fonctionnalités des échangeurs thermiques sont extrêmement diverses et variées, les principales en sont les suivantes[4][3]:

- Préchauffeur ou refroidisseur d'un liquide ou d'un gaz (air par exemple) pour lesquels de très nombreux exemples pourraient être rappelés et qui se caractérise par une fonction simple : le contrôle de la température du fluide en un point particulier du procédé.

- Récupérateur thermique qui permet d'introduire la récente notion de valorisation de l'énergie thermique d'un procédé. La fonction de cet échangeur est alors d'assurer le transfert d'une capacité thermique maximale afin de permettre une valorisation maximale du rejet thermique sur des critères énergétiques et économiques.
- Réfrigérants (et aérorefrigérant lorsque le vecteur de refroidissement est l'air, réfrigérant sur eau) qui assure la dissipation de l'énergie thermique non valorisable d'un procédé vers le milieu extérieur – fonction essentielle dans de nombreux process.
- Capteurs ou émetteurs thermiques dont les équipements ont pour fonction, respectivement, d'associer réception d'énergie thermique et transmission vers l'usage. Les exemples les plus courants sont les capteurs solaires thermiques ainsi que les radiateurs domestiques qui assurent le confort thermique dans un bâtiment.
- Des humidificateurs ou condenseurs partiels qui assurent la condensation d'une vapeur en mélange avec un gaz incondensable pour obtenir, en fin d'opération, un gaz appauvri en vapeur : l'exemple rencontré fréquemment est le déshumidificateur d'air humide qui permet d'assurer un contrôle de l'humidité de l'air en sortie de centrale de traitement d'air (CTA). D'autres exemples industriels peuvent être cités comme la captation de vapeurs organiques dans les cryo-condenseurs ou les condenseurs de buées fréquemment rencontrés dans les installations de génie chimique.
- Évaporateurs qui assurent l'évaporation complète ou partielle d'un liquide dans différents procédés notamment de production d'énergie mécanique (cycle moteur de Rankine, de Hirn) et de production frigorifique : cycle à compression (PAC), réfrigérateur. Condenseurs qui assurent la condensation complète ou partielle d'un gaz (vapeur) là encore par exemple pour la production d'énergie mécanique et frigorifique.
- Équipements qui permettent la congélation et la fusion d'une phase liquide ou vapeur grâce à une paroi refroidie en dessous du point triple du fluide. Ces dispositifs sont utilisés pour assurer la séparation de plusieurs corps, assurer le stockage d'énergie thermique (stockage de glace ou stockage par MCP), produire une phase solide pour divers usages.
- Le caloduc (*Heat Pipe*), véritable système thermique diphasique, qui permet notamment d'assurer la dissipation de la chaleur générée par les éléments électroniques (Microprocesseur ou électronique embarquée), la récupération d'énergie, le maintien en température stable et uniforme.

Chapitre I Classification des Échangeurs de chaleur

I.1 Qu'est-ce qu'un échangeur de chaleur

Les échangeurs thermiques sont des appareils thermiques destinés à transférer la chaleur entre deux fluides de températures différentes, ou plus rarement d'un fluide à un milieu solide. En général, les deux fluides ne sont pas en contact direct, et le transfert d'énergie thermique s'effectue à travers une surface d'échange solide voir (fig I.1). En pratique, il existe plusieurs types d'échangeurs de chaleur, cependant le principe de fonctionnement reste toujours le même : *un fluide chaud cède sa chaleur un autre fluide froid.*

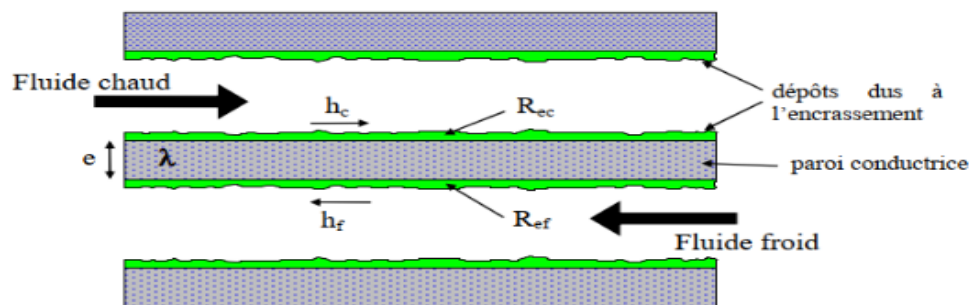


Figure I.1 : Schématisation d'un échangeur de chaleur

I.2 Les différentes Classification des Échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur se classifient selon les points suivants [2]

- Le processus de transfert de chaleur
- La compacité de la surface d'échange
- Le type de construction
- Le type d'arrangement
- Le nombre de fluides utilisés
- Le type de transfert de chaleur
- La nature du matériau de la paroi d'échange

I.2.1 Suivant Le Processus De Transfert De Chaleur [2]

a) Les échangeurs à contact direct

Mélange de fluides

b) Les échangeurs à fluides séparés à contact indirect

- Transfert indirect à travers une paroi

- Ecoulement à co-courant
- Ecoulement à contre-courant
- Ecoulement à courant croisé
- Type de stockage de la chaleur, transfert indirect
- Type lit fluidisé

A contact direct

Dans la plupart des échangeurs de chaleur, les fluides sont séparés par une surface de transfert de chaleur, idéalement ils ne se mélangent pas.

De tels échangeurs du type à transfert direct sont appelés **RÉCUPÉRATEURS**.

Le type le plus simple comprend un récipient, (ou une canalisation) dans lequel les deux fluides sont directement mélangés et atteignent la même température finale.

Exemples :

- les réchauffeurs d'eau (injection de vapeur d'eau sous pression).
- les condenseurs à injection (centrale thermique).

A contact indirect

Par contre, les échangeurs de chaleur dans lesquels la surface d'échange est alternativement mise en contact avec le fluide chaud et le fluide froid ou la matrice de l'échangeur, sont du type de transfert indirect ou type de stockage dits **RÉGÉNÉRATEURS**.

En principe, pour les échangeurs thermiques à deux fluides utilisés dans l'industrie, s'écoulant dans des espaces séparés par une paroi ou cloison, à faible inertie thermique ; les Mécanismes de transfert thermique sont :

- la convection forcée entre le fluide primaire et la paroi.
- la conduction à travers la paroi.
- la convection libre ou forcée entre la paroi et le fluide secondaire.

Le lit fluidisé consiste en un mélange de solides et de fluides, qui permet de donner aux premiers — dits matériaux granulaires — certaines propriétés des seconds.

On distingue également trois modes d'écoulement différents :

- celui à co-courants : écoulements parallèles des fluides et dans la même direction ;
- celui à contre-courants : écoulements parallèles des fluides mais dans des directions inverses ;

– et celui à courants croisés : écoulements perpendiculaires entre les deux fluides.

Le mode de circulation influe également sur la qualité et l'efficacité du transfert. Un échangeur dit anti-méthodique (ou à co-courants) signifie que l'entrée des deux fluides (chaud et froid) se situe du même côté de l'échangeur. La configuration dite méthodique est celle où les fluides circulent à contre-courants. On l'appelle méthodique car c'est cette configuration qui permet d'obtenir les meilleures performances d'échangeurs. En effet, pour une circulation à co-courant des fluides, la température de sortie du fluide chaud ne pourra pas être plus basse que la température de sortie du fluide froid tandis qu'à contre-courant, il est possible d'abaisser la température du fluide chaud à une valeur qui tendra vers la température d'entrée du fluide froid. Des représentations graphiques illustreront plus loin ces distinctions.

I.2.2 Suivant La Compacité De La Surface D'échange

La compacité est donnée par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur, c'est un critère important pour la conception et le dimensionnement de l'échangeur.

a) Les échangeurs thermiques compacts : Supérieur à $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$

b) Les échangeurs thermiques non compacts : Inférieur à $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$

Les es échangeurs thermiques compacts sont caractérisés par une large surface de transfert de chaleur par unité de volume de l'échangeur, résultant une réduction dans l'espace et dans le poids.

□ Un échangeur gaz-fluide est dit compact s'il incorpore une surface de transfert de chaleur ayant une densité surfacique supérieure à $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ sur au moins l'un des côtés du fluide.

□ Un échangeur liquide/fluide diphasique est dit compact si la densité surfacique d'un côté quelconque du fluide est supérieure à environ $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

□ Un échangeur est appelé à flux laminaire si la densité de surface est supérieure à environ $3\ 000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ et micro-échangeur de chaleur si la densité de surface est supérieure à environ $10\ 000 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

I.2.3 Suivant Le Type De Construction (La Technologie)

a) Tubulaires :

- Double tube
- Tube et calandre

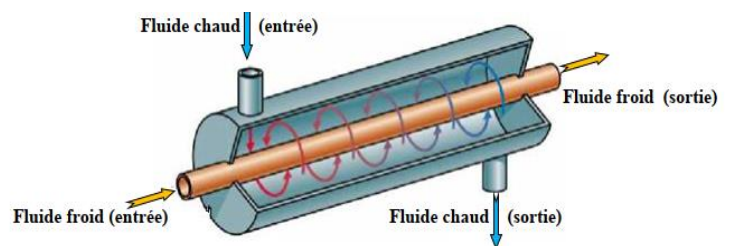


Figure I.2 : Echangeur tubulaire simple

b) Tubes à ailettes

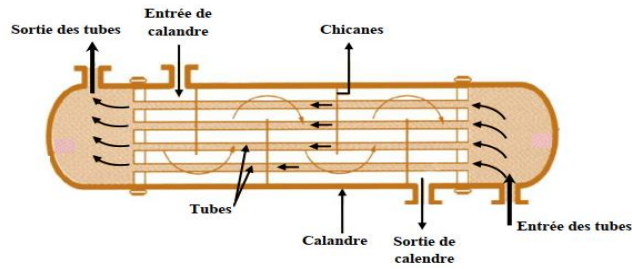


Figure I.3 : Echangeur tube-calandre

c) A plaques

- Et joint
- Soudées
 - Platulaires
 - Lamellaires
 - Spirales
 - Diverses

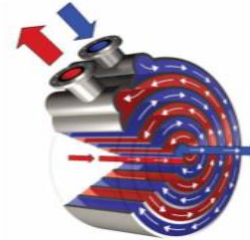


Figure I.4 : Echangeur à plaque en spirale

- A ailettes
- Plastique

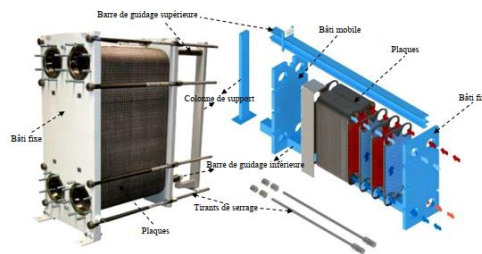


Figure I.5 : Echangeur à plaque et joint



Figure I.6 : Echangeur à ailette

d) Régénérateurs

- Rotatif
- Matrice fixe

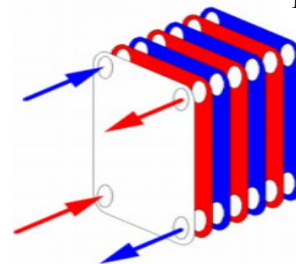


Figure I.7 : Echangeur à plaque

I.2.4 Suivant Le Type D'arrangement

- a) Les échangeurs à simple passe
- b) Les échangeurs à multipasses :
 - Co-Courants parallèles ou anti-méthodiques

L'écoulement des deux fluides se fait dans le même sens.

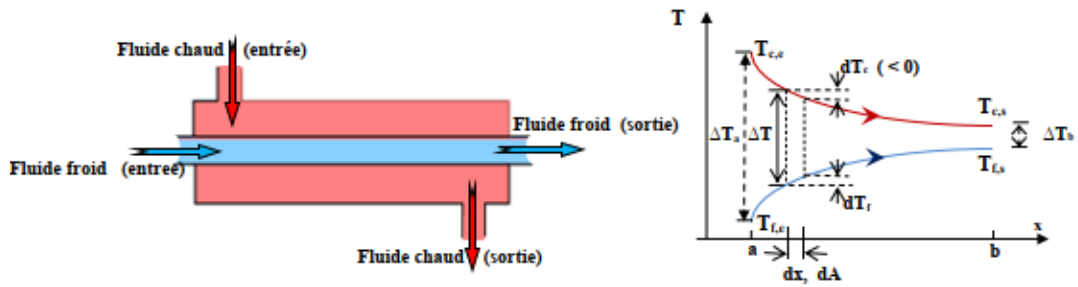


Figure I.8 : Echangeur à co-Courant

- Contre courants ou méthodiques

Les deux fluides circulent en sens opposé.

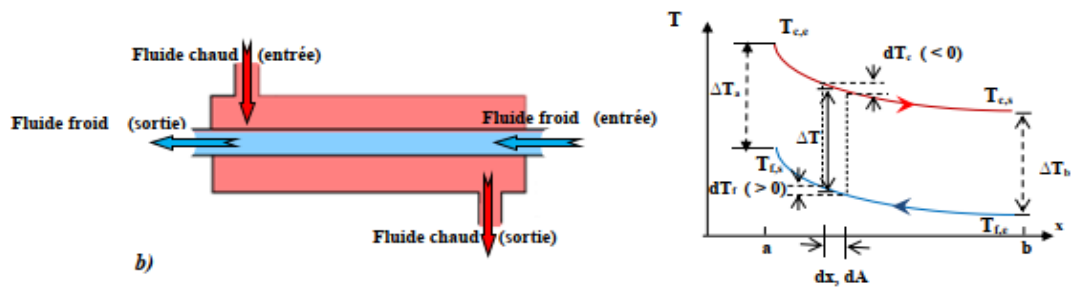


Figure I.8 : Echangeur à contre-Courant

- Courants croisés

Les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre avec ou sans brassage

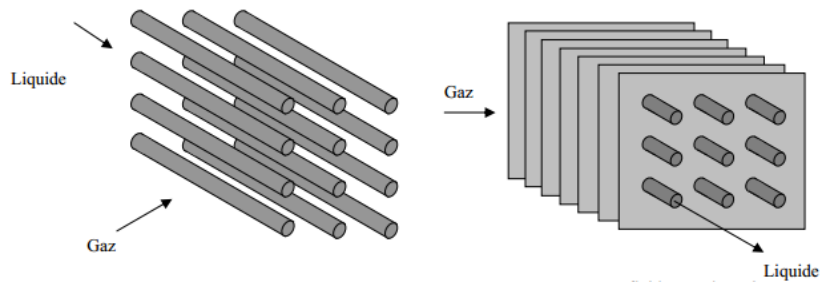


Figure I.10 : Echangeur à courant croisé

I.2.5 Suivant Le Nombre De Fluides Utilises

- Les échangeurs à 02 fluides
- Les échangeurs à 03 fluides
- Les échangeurs à N fluides

La plupart des processus de chauffage, de refroidissement, récupération de la chaleur et rejection de la chaleur impliquent le transfert de chaleur entre deux fluides, en conséquence les échangeurs de chaleur à deux fluides sont les plus connus.

Les échangeurs de chaleur à trois fluides sont généralement utilisés dans les installations cryogéniques et dans quelques processus chimiques (séparation de l'air, liquéfaction et la purification de l'hydrogène, synthèse du gaz d'ammoniac...).

Des échangeurs de chaleur avec plusieurs fluides comme 12 courants fluides sont utilisés dans certains processus chimiques.

I.2.6 Suivant Le Type De Transfert De Chaleur

- a) Simple phase des deux cotés
 - Régénérateur
- b) Un coté à simple phase et l'autre à double phases
 - Condenseur - évaporateur
- c) Doubles phases des deux cotés
 - Evaporateur - condenseur
- d) Echange couplé convection plus rayonnement
 - Chaudière ou four

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées, etc.) ; il y a souvent un mode de transfert prédominant.

I.2.7 Suivant La Nature Du Matériau De La Paroi D'échange

Il existe 02 types de parois :

- a) Les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires.
- b) Les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre.

Chapitre II Méthodes de calcul thermique des échangeurs de chaleur

Pour le dimensionnement (méthode du ΔT_{LM} : la différence de température logarithmique moyenne) comme pour la simulation (méthode ε -NUT : le nombre d'unité de transfert) du fonctionnement d'un échangeur, trois situations types peuvent être rencontrées :

1. Dans l'échangeur circulent des fluides présentant des propriétés thermo physiques constantes et le coefficient d'échange admet une valeur sensiblement constante : la méthode de calcul dite point consiste à appliquer sur l'ensemble de l'échangeur l'une des méthodes présentées.
2. Dans l'échangeur circulent des fluides dont l'un au moins présente une variation brutale de ses propriétés : cas d'un fluide liquide qui devient vapeur puis d'une vapeur surchauffée, par exemple. On ne peut légitimement pas accepter l'hypothèse de constance des propriétés et du coefficient U . La méthode par zones qui consiste à découper virtuellement l'échangeur en un nombre limité de zones (2 voire 3) caractérisées par a constance (ou quasi constance) des propriétés et de U dans chaque zone, ça permet d'utiliser les méthodes classiques précédentes pour chacune d'elles (Figure II.1).

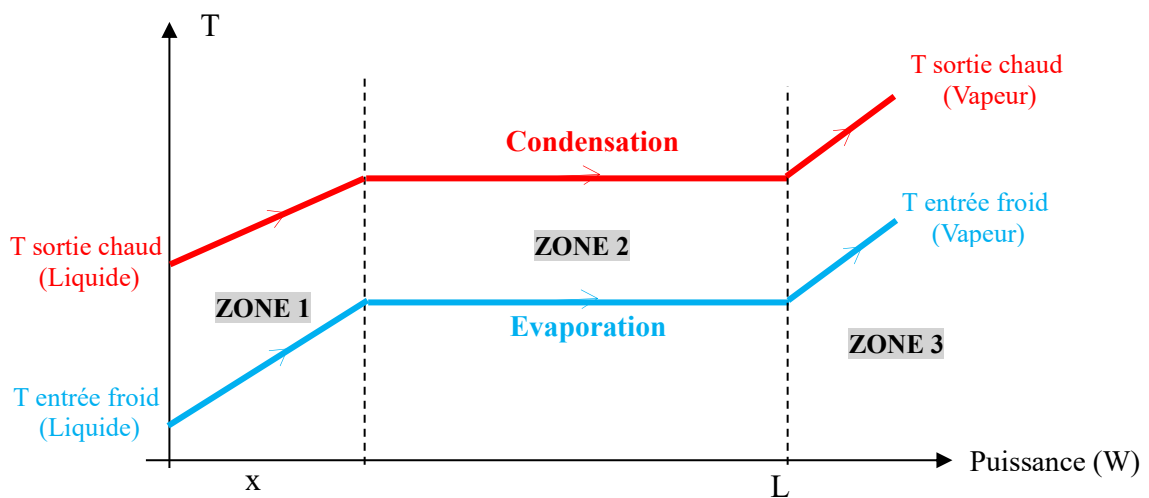


Figure II.1 : Découpage virtuel de l'échangeur

3. Dans l'échangeur circulent des fluides dont les propriétés, le coefficient U varient continuellement de façon importante (par exemple pour un fluide à l'état supercritique très proche du point critique) : les méthodes précédentes ne peuvent plus s'appliquer. Les méthodes numériques à éléments ou volumes finis doivent s'appliquer en considérant l'échangeur comme une succession de mailles élémentaires pour lesquelles on établit les équations de bilan thermique, les équations locales de transfert de chaleur et les évaluations de pertes de pression.

Ces méthodes de complexité croissante sont toutes utilisées. La dernière méthode (par éléments ou volumes finis), de par sa complexité et la lourdeur des calculs qu'elle implique, nécessite des outils numériques lourds.

Pour le calcul et l'étude d'un échangeur de chaleur, on aura besoin des connaissances de base acquises : **[6]**

- Thermique
- Mécanique des fluides.
- Résistance des matériaux (RDM).

Dans ce qui suit, on va étudier les performances thermiques d'un échangeur avec des hypothèses bien déterminées

Du point de vue thermique, le problème est traité en régime permanent.

Deux méthodes seront utilisées :

- a) La différence de température logarithmique moyenne (ΔT_{LM}).
 - b) Le nombre d'Unité de Transfert (NUT)
- Pour ce qu'il en est de la méthode (ΔT_{LM}), log-moyenne de différence de température est facile à utiliser dans l'analyse des échangeurs de chaleur lorsque les températures d'entrée et de sortie des fluides chauds et froids sont connues ou peuvent être déterminées à partir d'un bilan énergétique. Par conséquent, la méthode ΔT_{LM} est très appropriée pour déterminer la taille et les performances d'un échangeur de chaleur. Donc, ΔT_{LM} : c'est la Différence de Température Moyenne Logarithmique qui représente la moyenne logarithmique de la fonction T entre l'entrée et la sortie de l'échangeur [$^{\circ}C$].
 - Lorsque la connaissance directe du ΔT_{LM} n'est pas disponible (les températures de sorties sont inconnues) la méthode NUT (nombre d'unités de transfert) peut être utilisée. Cette méthode est basée sur un paramètre sans dimension appelé efficacité de transfert de chaleur.

On considère donc un échangeur de chaleur dont les écoulements de fluide chaud et froid sont caractérisés par les paramètres suivants :

T_{ce} : température du fluide chaud à l'entrée ($^{\circ}C$), T_{cs} : température du fluide chaud à la sortie ($^{\circ}C$)

T_{fe} : température du froid à l'entrée ($^{\circ}C$), T_{fs} : température du froid à la sortie ($^{\circ}C$)

m_c : débit massique du fluide chaud (kg/s), m_f : débit massique du fluide froid (kg/s).

C_{pc} : chaleur massique du fluide chaud (J/kg. $^{\circ}C$), C_{pf} : chaleur massique du fluide froid (J/kg. $^{\circ}C$)

q_c : débit thermique unitaire ou débit de capacité thermique du fluide chaud $q_c = m_c C_{pc}$

q_f : débit thermique unitaire ou débit de capacité thermique du fluide froid $q_f = m_f C_{pf}$

S : surface d'échange (m²)

Pour le calcul on admet les hypothèses simplificatrices suivantes :

- ✓ Le régime est stationnaire.
- ✓ Le coefficient d'échange thermique global est constant.
- ✓ Les chaleurs massiques des fluides restent constantes.
- ✓ L'échangeur est considéré adiabatique.

II .1 Calcul par la méthode (LMTD) ou (ΔT_{LM}) [6]

II.1.1 Cas des échangeurs tubulaire à co-courant

Les températures T_c et T_f sont les températures respectives des deux fluides chaud et froid sur l'élément de surface d'échange dS. L'expression du flux thermique élémentaire dΦ échangé (puissance échangée) entre les deux fluides à travers cet éléments dS s'écrit :

$$d\Phi = U(T_c - T_f)dS \tag{II.1}$$

Avec : U en (W/(m². °C)) : Coefficient d'échange global

La distribution de la température des deux fluides est représentée sur la figure ci-après

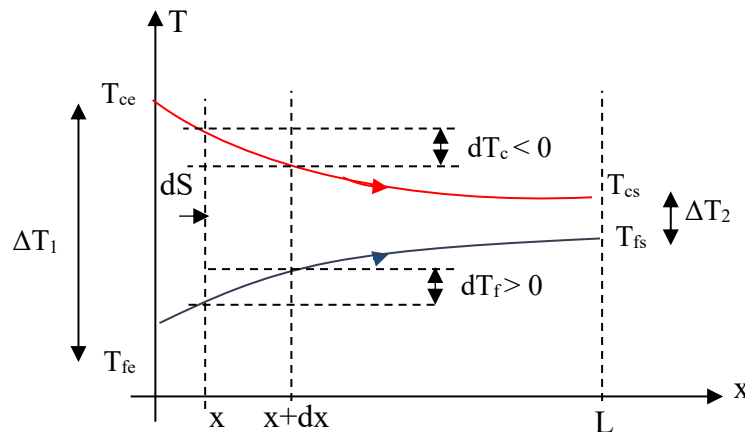


Figure II.2 : Evolution des températures le long de l'échangeur

Flux thermique échangé

En partant de l'expression de flux élémentaire dΦ échangé entre les deux fluides à travers l'élément dS et qui s'écrit :

$$d\Phi = -\dot{m}_c C_{pc} dT_c = \dot{m}_f C_{pf} dT_f \tag{II.2}$$

Flux perdu par le fluide chaud

Flux gagné par le fluide froid

- Pour le fluide chaud : $dT_c < 0$
- Pour le fluide froid : $dT_f > 0$

$$\Phi = -\dot{m}_c C_{pc} (T_{cs} - T_{ce}) = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{II.3})$$

- \dot{m}_c et \dot{m}_f se sont les débits massiques respectifs des fluides chauds et froids, en (kg /s).
- C_{pc} et C_{pf} se sont les chaleurs massiques des deux fluides à pression constante, en J/(kg.°C).
- $(T_{cs} - T_{ce})$ et $(T_{fs} - T_{fe})$ se sont les températures d'entrées et de sorties des deux fluides
- $q_{cc} = \dot{m}_c C_{pc}$ et $q_{cf} = \dot{m}_f C_{pf}$ sont appelés les débits calorifiques des deux fluides.

D'où : Le flux de chaleur peut donc finalement s'écrire :

$$d\Phi = q_c (T_{cs} - T_{ce}) = q_f (T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{II.4})$$

- q_c et q_f se sont les débits calorifiques des deux fluides.

– Si $q_c < q_f$: on dit que le fluide chaud commande le transfert.

– Si $q_c > q_f$: on dit que le fluide froid commande le transfert.

Dans un fonctionnement à contre-courant, il est possible d'obtenir $T_{fs} > T_{cs}$

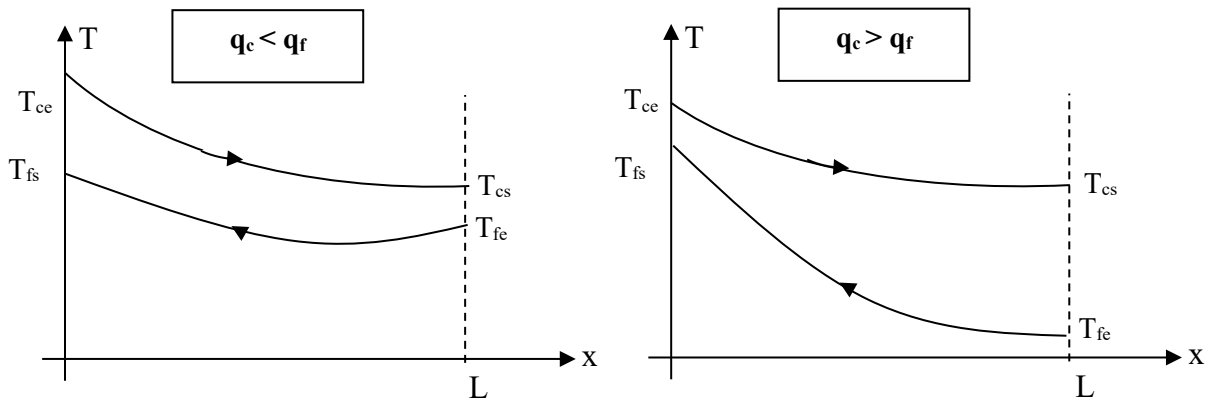


Figure II.3 : Evolution des débits en fonction des températures le long de l'échangeur

Démonstration de la formule ΔT_{LM} : L'objectif est d'exprimer le flux total échangé entre les deux fluides en fonction du coefficient d'échange global et des températures d'entrée et de sortie de chaque fluide. On commence par exprimer dT_c et dT_f en fonction de $d\Phi$, le calcul est le suivant:

$$dT_c = -\frac{d\Phi}{m_c C_{pc}} \quad \text{et} \quad dT_f = -\frac{d\Phi}{m_f C_{pf}} \quad (\text{II.5})$$

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{m_c C_{pc}} + \frac{1}{m_f C_{pf}} \right) d\Phi \quad (\text{II.6})$$

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{m_c C_{pc}} + \frac{1}{m_f C_{pf}} \right) U (T_c - T_f) dS \quad (\text{II.7})$$

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = - \left(\frac{1}{m_c C_{pc}} + \frac{1}{m_f C_{pf}} \right) U dS \quad (\text{II.8})$$

A cette étape, l'intégration de l'équation précédente en supposant que le coefficient d'échange U est constant le long de l'échangeur, et avec les conditions aux limites ci-dessous :

- ($x = 0$), entrée de l'échangeur: $T_c - T_f = T_{ce} - T_{fe}$
- ($x = L$), sortie de l'échangeur : $T_c - T_f = T_{cs} - T_{fs}$

$$\text{On obtient : } Ln \left(\frac{T_c - T_f}{T_c - T_f} \right) = - \left(\frac{1}{m_c C_{pc}} + \frac{1}{m_f C_{pf}} \right) U dS \quad (\text{II.9})$$

Or, le flux total échangé est exprimé aussi en fonction des températures d'entrée et de sortie des fluides : $\Phi = \dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe})$ (II.10)

En remplaçant dans l'équation (9), $m_c C_{pc}$ et $m_f C_{pf}$ en fonction de Φ , et de la différence de la température selon l'équation (3), on obtient l'expression de flux (la puissance thermique totale) :

$$\Phi = U \frac{(T_{ce} - T_{fe}) - (T_{cs} - T_{fs})}{\ln \frac{(T_{ce} - T_{fe})}{(T_{cs} - T_{fs})}} S \quad (\text{II.11})$$

Pour ce qu'il en est des températures limites le long d'un échangeur à co-courant [5] :

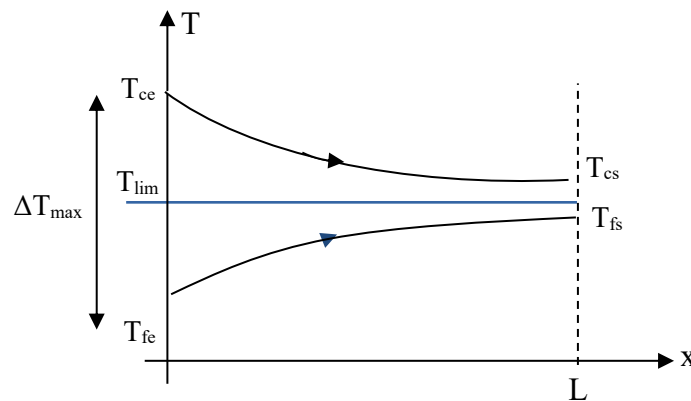


Figure II.4 : Evolution des températures limites et le (ΔT_{\max}) le long de l'échangeur à co-courant

La formule de la température limite est la suivante :

$$T_{\text{lim}} = \frac{(q_c T_{ce}) + (q_f T_{fe})}{q_c + q_f} \quad (\text{II.12})$$

II.1.2 Cas des échangeurs à contre-courant

La distribution de la température est représentée sur la figure ci- dessous :

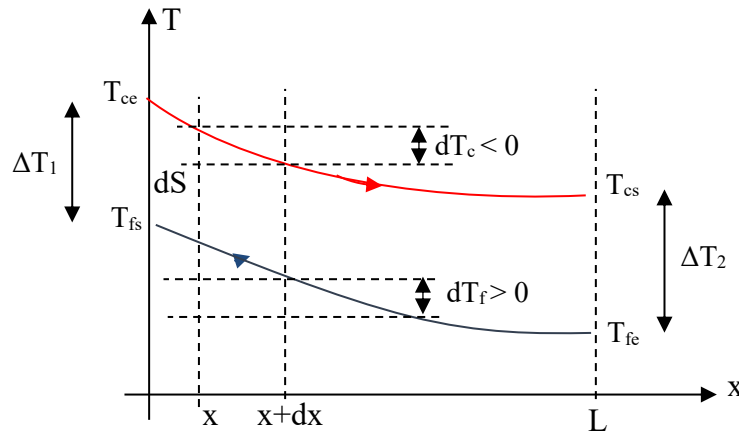


Figure II.5 : Evolution des températures le long de l'échangeur

On suit les mêmes démarches de calcul pour la puissance thermique totale échangée.

En choisissant les conditions aux limites suivantes :

- ($x = 0$) entrée de l'échangeur : $\Delta T_1 = T_{co} - T_{fo} = T_{ce} - T_{fs} = \Delta T_{\text{entrée}}$
- ($x = L$) sortie de l'échangeur : $\Delta T_2 = T_{cL} - T_{fL} = T_{cs} - T_{fe} = \Delta T_{\text{sortie}}$

On aboutit finalement à l'expression donnant ΔT_{LM} pour un échangeur à contre-courants

$$\Phi = U \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln \frac{(T_{ce} - T_{fs})}{(T_{cs} - T_{fe})}} S \tag{II.13}$$

Dans le cas général, le flux thermique calculé par la méthode ΔT_{LM} est donnée par :

$$\Phi = US\Delta T_{LM} \tag{II.14}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{(\Delta T_1) - (\Delta T_2)}{\ln \frac{(\Delta T_1)}{(\Delta T_2)}} = \begin{cases} \frac{(T_{ce} - T_{fe}) - (T_{cs} - T_{fs})}{\ln \frac{(T_{ce} - T_{fe})}{(T_{cs} - T_{fs})}} \text{ pour le co-courant} \\ \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln \frac{(T_{ce} - T_{fs})}{(T_{cs} - T_{fe})}} \text{ pour le contre-courant} \end{cases} \tag{II.15}$$

ΔT_{LM} est la différence de température logarithmique moyenne

Application : On considère un échangeur avec les données suivantes

Fluide froid : $T_{fe} = 15^\circ C$, $T_{fs} = 60^\circ C$, $m_f = 0.25 \text{ kg/s}$, $C_{pf} = 585 \text{ J/kg}^\circ C$,

Fluide chaud : $T_{ce} = 90^\circ C$, $T_{cs} = ??^\circ C$, $m_c = 0.1 \text{ kg/s}$, $C_{pc} = 4180 \text{ J/kg}^\circ C$

On admet que le coefficient d'échange global est égal à $40 \text{ W/m}^2\text{°C}$

1. Calculer la température du fluide chaud à la sortie de l'échangeur

Le flux thermique réellement échangé entre les deux fluides s'écrit :

$$\Phi = -m_c C_{pc} (T_{cs} - T_{ce}) = m_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) :$$

$$T_{cs} = T_{ce} - \frac{m_f C_{pf}}{m_c C_{pc}} (T_{fs} - T_{fe}) = 90 - \frac{0.25 \times 585}{0.1 \times 4180} (60 - 15) = 74.26 \text{ °C}$$

2. Calculer la surface d'échange nécessaire pour les deux configurations : co-courant et contre-courant

Calculons d'abord le flux thermique, le coefficient d'échange global K et la différence de température moyenne logarithmique : $\Phi = m_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) = 0.25 \times 585 \times (60 - 15) = 6581.25 \text{ W}$

Échangeur co-courants

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{ce} - T_{fe}) - (T_{cs} - T_{fs})}{\ln \left(\frac{T_{ce} - T_{fe}}{T_{cs} - T_{fs}} \right)} = \frac{(90 - 15) - (74.26 - 60)}{\ln \left(\frac{90 - 15}{74.26 - 60} \right)} = 36.6 \text{ °C} \Rightarrow S = \frac{\Phi}{K \times \Delta T_{LM}} = \frac{6581.25}{40 \times 36.6} = 4.49 \text{ m}^2$$

Échangeur à contre courants

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln \left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}} \right)} = \frac{(90 - 60) - (74.26 - 15)}{\ln \left(\frac{90 - 60}{74.26 - 15} \right)} = 42.98 \text{ °C} \Rightarrow S = \frac{\Phi}{K \times \Delta T_{LM}} = \frac{6581.25}{40 \times 42.98} = 3.83 \text{ m}^2$$

L'échangeur à contre-courant est le plus performant car il donne la surface la plus faible

Facteur de correction « F »

Dans le cas des échangeurs de chaleur à tubes et calandre et à courants-croisés, la différence de température à utiliser s'obtient en multipliant la « ΔT_{LM} » dans le cas d'un échangeur à contre-courant par un facteur correctif « F » dépendant de deux coefficients « P » et « Z » définis ainsi :

$$Z = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad \& \quad P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (\text{II.16})$$

$$\text{D'où} \quad \Phi = FKS \Delta T_{LM(\text{contre courant})} \quad (\text{II.17})$$

Ce facteur est généralement donné par des abaques en fonction des deux paramètres P et Z pour différents types des échangeurs à faisceau et calandre et à courants-croisés (voir figure II.6).

Exemple : Un échangeur de chaleur à courants-croisés dont les deux fluides ne sont pas brassés est utilisé pour chauffer une eau s'écoulant à 20 kg/s de 25 °C à 75 °C en utilisant un gaz chaud dont les températures à l'entrée et à la sortie sont respectivement 300 °C et 180 °C . Sachant que le coefficient

d'échange global est égal à $95 \text{ W/m}^2\text{K}$, déterminer la surface d'échange nécessaire. On donne : la chaleur massique de l'eau $C_p=4180 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$

Solution : calculons d'abord le flux réel échangé entre les deux fluides

$$\Phi = m_f C_{Pf} (T_{fs} - T_{fe}) = 20 \times 4180 \times (75 - 25) = 4.18 \times 10^6 \text{ W}$$

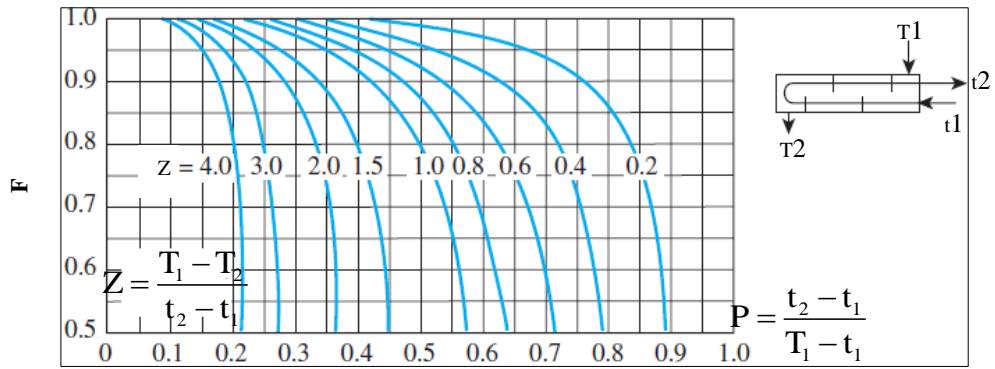
$$\Delta T_{LM} \text{ pour le contre-courant est : } \Delta T_{LM} = \frac{(300 - 75) - (180 - 25)}{\ln\left(\frac{300 - 75}{180 - 25}\right)} = 187.831$$

Le facteur de correction peut être obtenu comme suit :

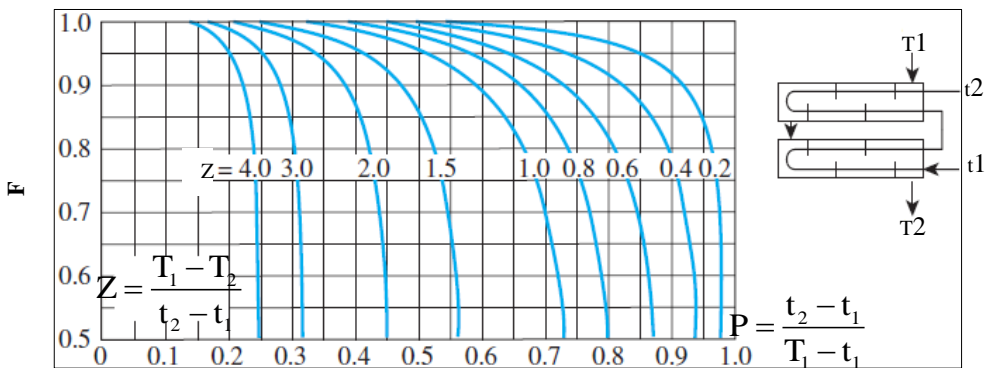
$$Z = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{300 - 180}{75 - 25} = 2.4 \quad \& \quad P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{75 - 25}{300 - 25} = 0.18$$

à l'aide de la figure 1.16c $F=0.97$ d'où, la surface d'échange nécessaire :

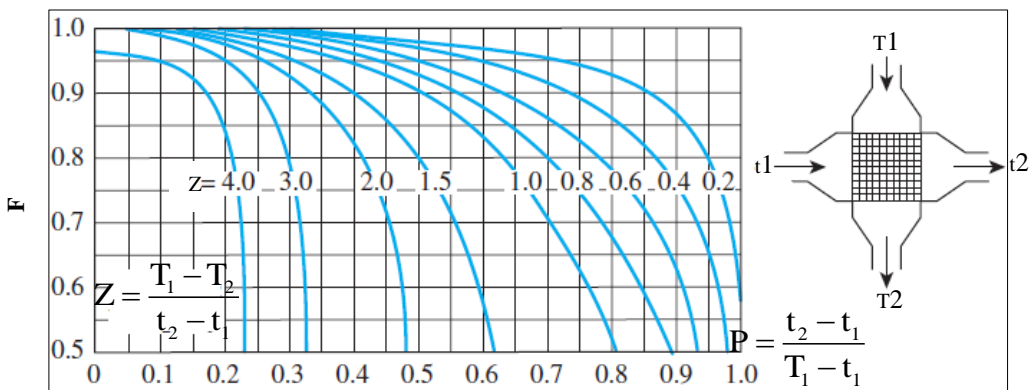
$$S = \frac{\Phi}{KF \Delta T_{LM}} = \frac{4.18 \times 10^6}{95 \times 0.97 \times 187.831} = 241.5 \text{ m}^2$$



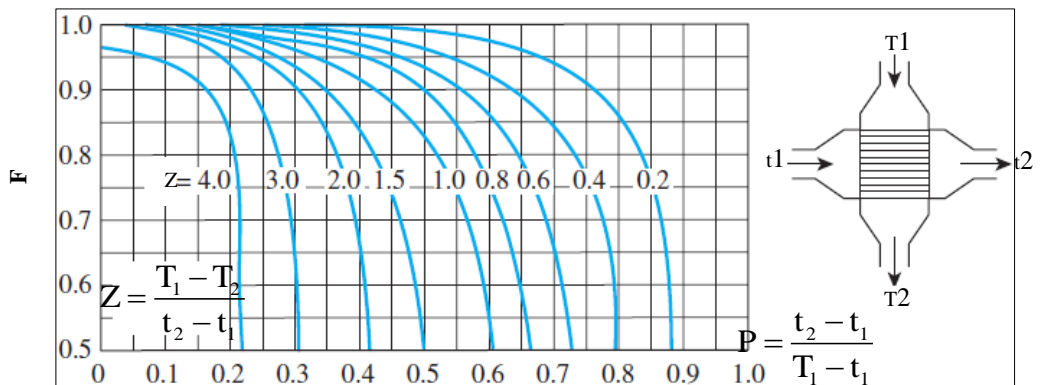
(a) une seule passe coté calandre (2, 4, 6, 2n, etc), passes coté tube



(b) deux passes coté calandre, (4, 8, 12, 4n, etc) passes coté tube



(c) échangeurs à courants croisés dans lesquels aucun fluide n'est brassé



(d) échangeur à courants croisés dans lesquels un seul fluide est brassé

Figure II.6 : Facteur de correction F

II .2. Calcul par la méthode du Nombre d'Unité de Transfert (NUT) [6]

Avant de parler de la méthode (NUT), on va d'abord aborder le sujet de l'écart maximal de la température le ΔT_{max} , c'est quoi cet écart-là ?

La réponse est comme suite :

Pour un échangeur à co-courant et à contre-courant : En se reportant à la figure ci-dessous montrant la distribution de températures dans les deux cas de circulations de fluides, on voit clairement que l'écart maximal de température dans ces appareils est **toujours** égal à la différence de températures à l'entrée, soit $\Delta T_{max} = T_{ce} - T_{fe}$.

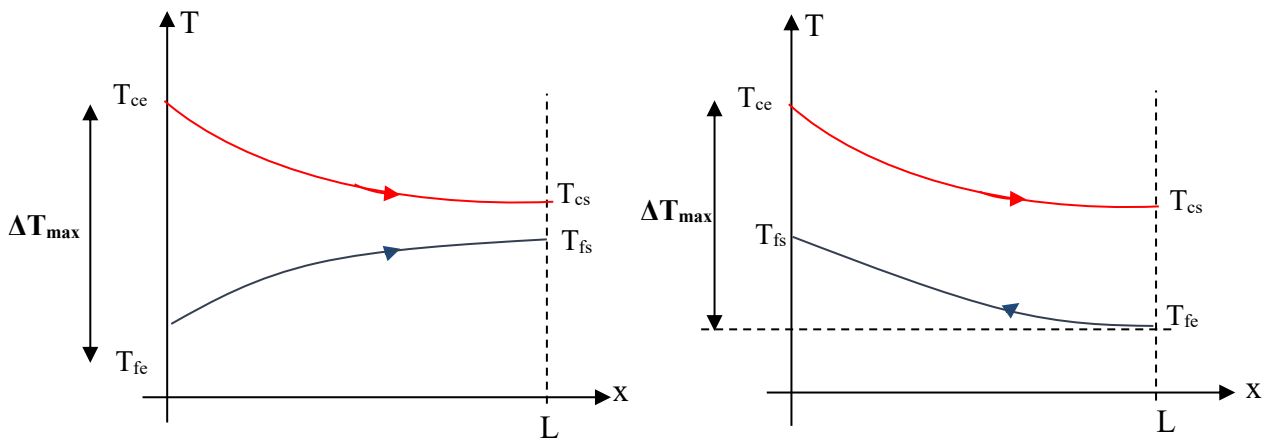


Figure II.7

C'est à partir de l'évolution de température, qu'on constate aussi pour le cas d'un échangeur à contre-courant, que le fluide qui a le plus petit débit thermique unitaire donne le (ΔT_{max}) le changement de température le plus important. C'est de lui que dépend la quantité de chaleur maximale qui pourra être échangée, et l'on dit qu'il « commande le transfert ». Pour l'échangeur à contre-courant, il y'a deux cas à étudier, suivant le débit thermique de chaque fluide.

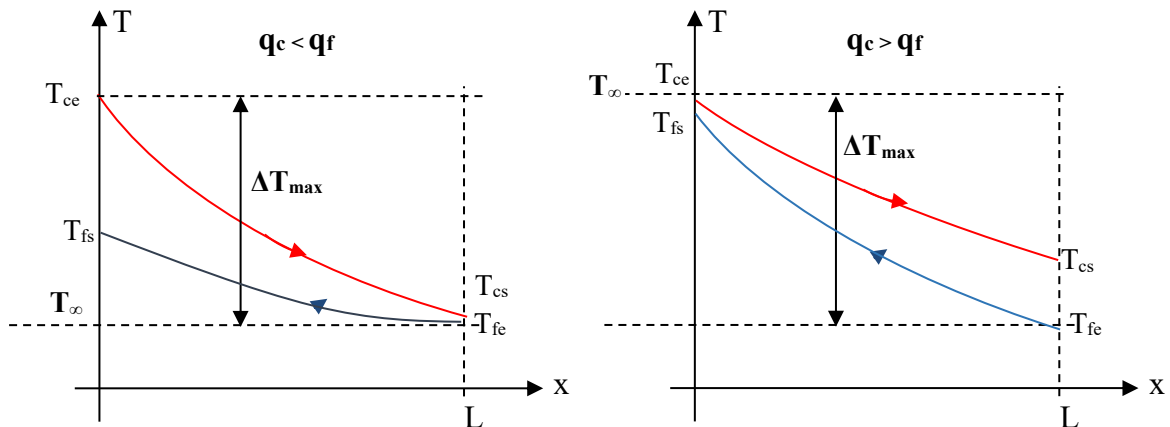


Figure II.8 : Evolution des débits le long des deux cas de l'échangeur à contre-courant

Selon (la figure II .6), dans les deux cas de figure $\Delta T_{\max} = T_{ce} - T_{fe}$

- Dans le cas de l'échangeur à contre-courant avec $q_{cc} < q_{cf}$, (la figure II .6) montre que :

$\Delta T_{\max} = T_{ce} - T_{\infty}$, et que ce ΔT_{\max} peut être atteint par le fluide chaud si la surface est infiniment grande.

Comme $T_{\infty} \rightarrow T_{fe}$, on a donc : $\Delta T_{\max} = T_{ce} - T_{fe}$

- Enfin, avec un échangeur à contre-courant où $q_{cf} < q_{cc}$, on constate que l'écart maximum a pour valeur :

$\Delta T_{\max} = T_{\infty} - T_{fe}$, et qu'il peut cette fois être atteint par le fluide froid si la surface d'échange tend vers l'infini.

Là encore, puisque $T_{\infty} \rightarrow T_{ce}$, on a : $\Delta T_{\max} = T_{ce} - T_{fe}$

Dans les deux derniers exemples, le ΔT_{\max} est donc accessible au fluide qui possède le plus petit débit thermique unitaire, soit q_{\min} , pourvu que la surface d'échange soit très grande. Le flux maximum transférable est donc :

$$\Phi_{\max} = q_{\min} \Delta T_{\max} \quad (\text{II.18})$$

$$\Phi_{\max} = q_{\min} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{II.19})$$

Dans tous les autres cas, quel que soit le modèle d'échangeur, on voit aisément qu'aucun des fluides ne peut subir une variation de température supérieure à $T_{ce} - T_{fe}$, car alors il faudrait que le fluide froid sorte à une température supérieure à T_{ce} , ou que le fluide chaud sorte à une température inférieure à T_{fe} , ceci est physiquement impossible, car ce serait une violation du second principe de la thermodynamique. [7]

La méthode de NUT : [7]

NUT mesure la capacité de l'échangeur à modifier la température du fluide dont le débit calorifique est le plus faible.

Définition :

Le nombre d'unité de transfert noté NUT, est un rapport adimensionnel défini comme suit :

$$NUT = \frac{US}{q_{\min}} \quad \text{avec } q_{\min} = (\dot{m}C_p)_{\min} \quad (\text{II.20})$$

La méthode de nombre d'unité de transfert NUT permet un calcul direct de l'échangeur. Elle repose sur la notion de l'efficacité (ε).

Question : quelle est la différence entre la méthode de NUT et ΔT_{LM} ?

L'efficacité d'un échangeur est le rapport de flux de chaleur réellement échangé au flux de chaleur maximum (idéal) théoriquement échangé dans les mêmes conditions d'entrées des fluides (nature, débit,) dans l'échangeur, sa formule est la suivante :

$$\varepsilon = \frac{\Phi}{\Phi_{\max}}$$

qui est évidemment sans dimension : $0 \leq \varepsilon \leq 1$ (II.21)

Pour le calcul de Φ_{\max} se reporter à la formule (16)

Donc, le calcul de l'efficacité nous permet de caractériser les performances thermiques d'un échangeur, la démarche la plus naturelle paraît être de comparer sa puissance thermique Φ avec le flux maximum Φ_{\max} précédemment défini.

$$\text{D'où, d'après } \Phi = q_c (T_{cs} - T_{ce}) = q_f (T_{fs} - T_{fe})$$

$$\varepsilon = \frac{q_c (T_{cs} - T_{ce})}{q_{\min} (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{q_f (T_{fs} - T_{fe})}{q_{\min} (T_{ce} - T_{fe})} \quad (\text{II.22})$$

Il est à noter que sous l'une ou l'autre forme, la définition de ε ne prend en compte que trois des quatre températures concernées. En d'autres termes, trois quelconques des températures d'entrée-sortie suffisent à caractériser ε .

Par ailleurs, l'efficacité maximale $\varepsilon_{\max} = 1$ est atteinte que si l'échangeur est à contre-courant, est infiniment long et sans pertes.

Efficacité relative côté fluide chaud

$$\varepsilon_c = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} \quad (\text{II.23})$$

Efficacité relative côté fluide froid

$$\varepsilon_f = \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})} \quad (\text{II.24})$$

Il existe une relation simple entre ε_c et ε_f . Soit R le rapport des débits thermiques ou calorifiques unitaires, que l'on appelle encore « facteur de déséquilibre » :

$$R = \frac{q_{\min}}{q_{\max}} \quad (\text{II.25})$$

L'ensemble des cas possibles se subdivise en deux :

• Ou bien $q_c \min = q_c$ $R = \frac{\varepsilon_c}{\varepsilon_f} = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{fs} - T_{fe})}$

Alors, d'après les relations des formules de l'efficacité on a :

$$\varepsilon = \varepsilon_c = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{1}{R} \varepsilon_f \quad \Longrightarrow \quad R = \frac{\varepsilon_f}{\varepsilon_c} = \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{cs})} \quad (\text{II.26})$$

• Ou bien $q_{\min} = q_f$, alors l'efficacité vaut :

$$\varepsilon = \varepsilon_f = \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{1}{R} \varepsilon_c \quad \Longrightarrow \quad R = \frac{\varepsilon_c}{\varepsilon_f} = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{fs} - T_{fe})} \quad (\text{II.27})$$

D'après la formule (II.19) $\Longrightarrow \quad \Phi = \varepsilon \Phi_{\max}$

Si l'on tient compte de la formule (II.17) : $\Phi_{\max} = q_{\min} (T_{ce} - T_{fe})$

$$\text{D'où : } \Phi = \varepsilon q_{\min} (T_{ce} - T_{fe}) = \varepsilon q_{\min} \Delta T_{\max} \quad (\text{II.28})$$

La formule (II.26) présente l'avantage de ne faire intervenir que les températures d'entrée des fluides.

Expression de l'efficacité pour les échangeurs co-courants et contre-courants

En partant de l'expression de la distribution de la température et de la formule (19), et en introduisant l'expression de l'efficacité, on arrive à exprimer l'efficacité en fonction de nombre de NUT et le rapport des capacités thermiques, soit

$$\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = - \left(\frac{1}{m_c C_{pc}} + \frac{1}{m_f C_{pf}} \right) U \cdot S \quad (\text{II.29})$$

$$\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = \exp \left(- \left(\frac{1}{m_c C_{pc}} + \frac{1}{m_f C_{pf}} \right) U \cdot S \right) \quad (\text{II.30})$$

En utilisant l'expression de l'efficacité

$$\varepsilon = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}}$$

On obtient :

$$1 - \exp \left(- \left(\frac{1}{m_c C_{pc}} + \frac{1}{m_f C_{pf}} \right) U \cdot S \right) = 1 - \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (\text{II.31})$$

Ou encore

$$1 - \exp \left(- \left(\frac{1}{m_c C_{pc}} + \frac{1}{m_f C_{pf}} \right) U \cdot S \right) = \frac{(T_{ce} - T_{cs}) + (T_{fs} - T_{fe})}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (\text{II.32})$$

Cela conduit à :

$$1 - \exp\left(-\left(\frac{1}{m_c C_{pc}} + \frac{1}{m_f C_{pf}}\right) U \cdot S\right) = \left(\frac{(T_{ce} - T_{cs}) + (T_{fs} - T_{fe})}{T_{ce} - T_{fe}}\right) \varepsilon \quad (\text{II.33})$$

Qui peut se mettre sous la forme :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left(-\left(\frac{1}{m_f C_{pf} + \frac{1}{m_c C_{pc}}}\right) U \cdot S\right)}{1 + \frac{m_c C_{pc}}{m_f C_{pf}}} \quad (\text{II.34})$$

En remplaçant le NUT par son expression, on obtient en définitif :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NUT(1+R))}{1+R} \quad (\text{II.35})$$

Pour l'échangeur à contre-courant, on suit les mêmes démarches que celui à co-courant. L'expression de l'efficacité en fonction de NUT sera donc :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NUT(1-R))}{1 - R \exp(-NUT(1-R))} \quad (\text{II.36})$$

II.3 Cas particuliers et valeurs limites

Les expressions de l'efficacité ε en fonction de (NUT) appellent quelques commentaires relatifs aux valeurs limites de R , q_c , ε et à l'allure des courbes ε (NUT).[\[17\]](#)

- Cas limite $R = 1$ dans un échangeur à contre-courant

Lorsque $R = 1$, $q_{c \min} = q_{c \max}$: les deux fluides ont le même débit calorifique unitaire.

Cet exemple ne constitue un cas particulier que si l'échangeur est à contre-courant.

L'efficacité se calcule aisément ; R étant voisin de 1, posons : $R = 1 - \varepsilon$

Où ε est un infiniment petit du premier ordre. Quand $\varepsilon \rightarrow 0$, $e^\varepsilon \approx 1 + \varepsilon$, et on aura :

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon \cdot NUT}{1 - (1 - \varepsilon)(1 - \varepsilon \cdot NUT)} \quad (\text{II.37})$$

$$\text{Soit : } \varepsilon = \frac{NUT}{1 + NUT} \quad (\text{II.38})$$

- Cas limite $R = 0$

Cette valeur de R peut être approchée de deux manières :

- Ou bien $q_c \max \rightarrow \infty$

Cela revient à dire que la température du fluide correspondant est uniforme : en effet, le flux échangé localement étant $d\Phi = q_c dT$ il ne peut être fini, que si $dT \rightarrow 0$.

Les échangeurs concernés sont donc les échangeurs à fluide isotherme, évaporateurs ou condenseurs.

- Ou bien $q_{c\min} \rightarrow 0$, alors q_m (ou C_p) est très petit.
- Pour $R=0$, on a le tableau suivant :

$$\text{à savoir : } \varepsilon = 1 - \exp(-NUT) \quad (\text{II.39})$$

De sorte que les différents appareils sont théoriquement équivalents en ce qui concerne leur conception. Ils ne se distinguent que par leur coefficient global U , qui intervient dans le NUT .

Dans le premier cas cité, ε représente l'efficacité du côté du fluide qui ne subit pas de changement de phase, puisque c'est celui qui possède le plus petit débit thermique unitaire.

L'échangeur à facteur de déséquilibre nul sera aussi utilisé comme élément de référence dans le calcul des réseaux montés en série-parallèle.

Cas limite $NUT \rightarrow \infty$

Enfin, lorsque $q_{c\min}$ est donné, il est possible que k ou Σ soit très grand. Dans ce cas :

$$NUT = \frac{US}{q_{c\min}} \rightarrow \infty$$

ε tend pour chaque configuration vers une valeur limite ε_{\lim} précisée dans le tableau II.1.

Quelques données supplémentaires concernant ε_{\lim} , les relations de l'efficacité et le nombre de NUT sont portées sur le tableau II.2 et II.3 ci-dessous, elles concernent des échangeurs à courants croisés avec un fluide brassé à deux passes, et sont classées dans l'ordre décroissant, les deux premières dispositions donnant des résultats très voisins.

Type de circulation	E(NUT,R)	NUT(E,R)	Cas particulier	E _{lim} pour NUT = +∞
Contre courant	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-(1-R)NUT]}{1 - R \exp[-(1-R)NUT]}$	$NUT = \frac{1}{1-R} \ln\left(\frac{1-\varepsilon R}{1-\varepsilon}\right)$	R=0 $\varepsilon = 1 - \exp(-NUT)$ $NUT = \ln[1/(1-\varepsilon)]$ R=1 $\varepsilon = NUT / (1 + NUT)$ $NUT = \varepsilon / (1 - \varepsilon)$	E _{lim} =1 qq soit R
Courants croisés fluide non brassé	$\varepsilon = \frac{1}{R.NUT} \sum_{n=0}^{n=\infty} F_n(NUT)F_n(R.NUT)$ $F_n(x) = 1 - \exp(-p) \sum_{p=0}^p \frac{x^p}{p!}$		R=0 $\varepsilon = 1 - \exp.(-NUT)$	E _{lim} =1 qq soit R
Courants croisés 1 fluide brassé à q _{tmin}	$\varepsilon = 1 - \exp.(-\Gamma / R)$ avec $\Gamma = 1 - \exp[-R.NUT]$	$NUT = -\frac{1}{R} \ln[1 + R \ln(1 - \varepsilon)]$	R=0 $\varepsilon = 1 - \exp.(-NUT)$	$\varepsilon_{lim} = 1 - \exp.(-1/R)$
Courants croisés 1 fluide brassé à q _{tmax}	$\varepsilon = \frac{1}{R} (1 - \exp.(-R\Gamma))$ avec $\Gamma = 1 - \exp[-NUT]$	$NUT = -\ln\left[1 + \frac{1}{R} \ln(1 - \varepsilon R)\right]$	R=0 $\varepsilon = 1 - \exp.(-NUT)$	$\varepsilon_{lim} = \frac{1}{R} (1 - \exp.(-R))$
(1-N)	$\varepsilon = \frac{2}{(1+R + \sqrt{(1+R)^2 + 1 - \exp[-NUT\sqrt{1+R^2}]}) \cdot \frac{1 + \exp[-NUT\sqrt{1+R^2}]}{1 - \exp[-NUT\sqrt{1+R^2}]}}$	$NUT = \frac{1}{\sqrt{1+R^2}} \ln \frac{2 - \varepsilon(1+R - \sqrt{1+R^2})}{2 - \varepsilon(1+R + \sqrt{1+R^2})}$	R=0 $\varepsilon = 1 - \exp.(-NUT)$	$\varepsilon_{lim} = \frac{2}{1+R + \sqrt{1+R^2}}$
Co-courant	$\varepsilon = \frac{1}{1+R} [1 - \exp(-(1+R)NUT)]$	$NUT = -\frac{1}{1+R} \ln[1 + \varepsilon(1+R)]$	R=0 $\varepsilon = 1 - \exp.(-NUT)$	$\varepsilon_{lim} = \frac{1}{1+R}$

Tableau II.1 : Efficacité et nombre d'unité de transfert pour différents types d'échangeurs

<p>Fluide brassé à $q_{t\min}$, entrées du même côté</p> $E_{\lim} = \frac{1 - \exp(-2/R)}{2}$
<p>Fluide brassé à $q_{t\min}$, entrées côtés opposés</p> $E_{\lim} = th \frac{1}{R}$
<p>Fluide brassé à $q_{t\max}$, entrées du même côté</p> $E_{\lim} = \frac{1 - \exp(-2/R)}{2R}$
<p>Fluide brassé à $q_{t\max}$, entrées côtés opposés</p> $E_{\lim} = \frac{thR}{R}$

Tableau II.2 : Données supplémentaires concernant ϵ_{\lim}

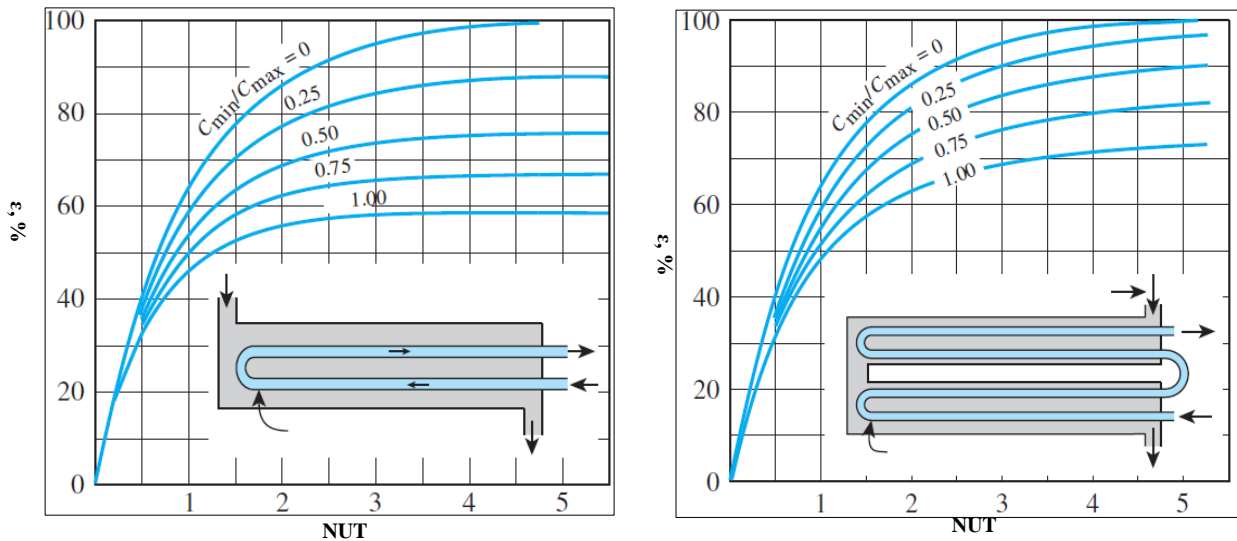
On observe encore sur les tableaux II.1 et II.2 que la plupart des configurations ont une efficacité ϵ_{\lim} strictement inférieure à 1. Le fait d'augmenter indéfiniment la surface d'échange S ne garantit donc nullement une efficacité idéale.

Notons pour terminer que si $q_{c\min}$ est très petit, on peut avoir à la fois $NUT \rightarrow \infty$ et $R = 0$. On se trouve alors dans la situation idéale $\epsilon_{\lim} = 1$.

<p>Courants croisés : fluides non mixés</p>	$\epsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{[\exp(-R NUT^{0.78}) - 1]}{R NUT^{-0.22}} \right\}$
<p>Courants croisés : fluides mixés</p>	$\epsilon = NUT \left\{ \frac{NUT}{1 - \exp[-NUT]} + \frac{(NUT)(R)}{1 - \exp[-NUT(R)]} - 1 \right\}^{-1}$ $NUT = -\ln \left(1 + \frac{\ln(1 - \epsilon R)}{R} \right)$
<p>Echangeur tubulaire (tube et calandre) : 1 passe coté calandre et 2 passes coté tubes</p>	$\epsilon = 2 \left\{ 1 + R + \frac{1 + \exp[-NUT(1 + R^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-NUT(1 + R^2)^{1/2}]} \right\}^{-1} ((1 + R^2)^{1/2})$ $NUT = -\frac{1}{(1 + R^2)^{1/2}} \ln \left(\frac{2/\epsilon - 1 - R - (1 + R^2)^{1/2}}{2/\epsilon - 1 - R + (1 + R^2)^{1/2}} \right)$

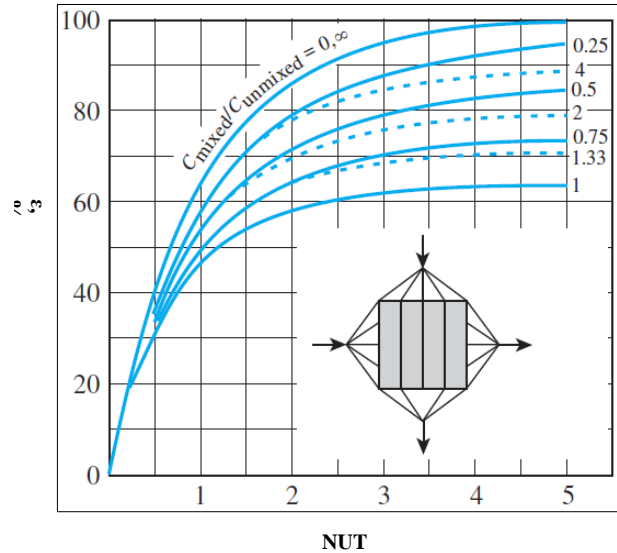
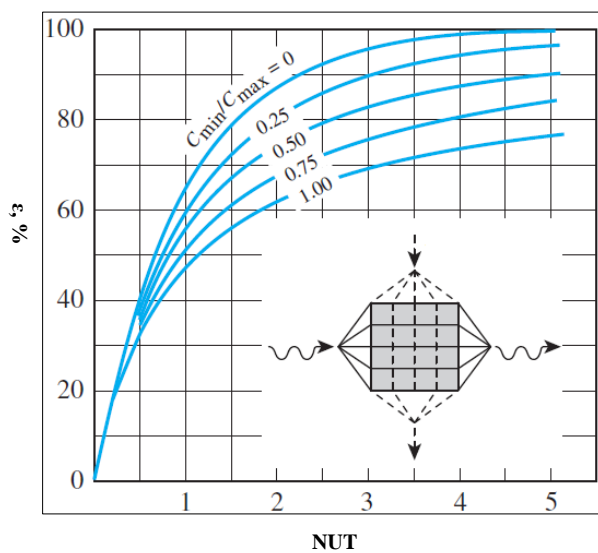
Tableaux II.3 : Relation entre ϵ et NUT pour

La détermination par calcul utilisant les expressions précédentes est assez compliquée et n'est donc utilisées que dans des cas simples. C'est pourquoi différents abaques « ϵ -NTU » ont été mis au point donnant la valeur de l'efficacité par simple lecture (voir figure ci-dessous)



Tubes et calandre : un seul passe coté calandre- 2,4,6....passes coté tubes

Tubes et calandres : deux passes coté calandre- 4,8,12....passes coté tubes



Courants croisés : deux fluides non brassé

Courants croisés : un fluide brassé

Figure II.9 : Courbes ϵ -NTU des échangeurs

En conclusion :

La méthode NUT est basé sur les étape suivante :

✓ Calcul du rapport des capacités thermique : $R = \frac{q_{\max}}{q_{\min}}$

✓ Calcul du nombre d'unité de transfert : $NUT = \frac{US}{q_{\min}}$

✓ Calcul de l'efficacité en choisissant la formule appropriée pour l'échangeur en question :

$$\varepsilon = f(R, NUT)$$

✓ Calcul des températures de sorties à partir de la relation donnant le flux échangé entre les

deux fluides : $\Phi = m_c C_{pc} (T_{cs} - T_{ce}) = m_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) = \varepsilon q_{\min} (T_{ce} - T_{fe})$ $\Phi = \varepsilon q_{\min} (T_{ce} - T_{fe})$

$$\text{Qui donne : } \begin{cases} T_{cs} = T_{ce} - \frac{\varepsilon q_{\min} (T_{ce} - T_{fe})}{m_c C_{pc}} \\ T_{fs} = T_{fe} + \frac{\varepsilon q_{\min} (T_{ce} - T_{fe})}{m_f C_{pf}} \end{cases}$$

Question :

Quelle est l'utilité de la méthode NUT dans l'étude des cas réels en ingénierie ?

La réponse dépend de l'objectif. Deux cas de problèmes peuvent se présenter :

La conception :

Comment sélectionner un modèle de l'échangeur tout en connaissant, les températures d'entrée des deux fluides et une seule température de sortie et en fixant les débits.

Donc ce qu'on cherche c'est la surface d'échange nécessaire pour atteindre la température de sortie.

La méthode consiste alors à calculer R et ε , puis $NUT(\varepsilon)$, d'où l'on tire la surface S .

Les performances :

On connaît le type et la taille de l'échangeur, les débits et les températures d'entrée.

On veut calculer la puissance ϕ et les températures de sortie.

D'une façon générale, si le facteur de déséquilibre (R) et l'efficacité (ε) sont connus, la donnée de deux températures d'entrée-sortie suffit à déterminer les deux autres.

Chapitre III Coefficient d'échange convectif sans changement de phases dans les échangeurs de chaleur.

Dans un échangeur de chaleur, et comme le montre la figure III.1, le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid provient essentiellement de trois phénomènes :

- 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.

C'est pour cela qu'on a besoin de calculer les coefficients d'échange convectif, h_c pour le fluide chaud et h_f de celui du fluide froid.

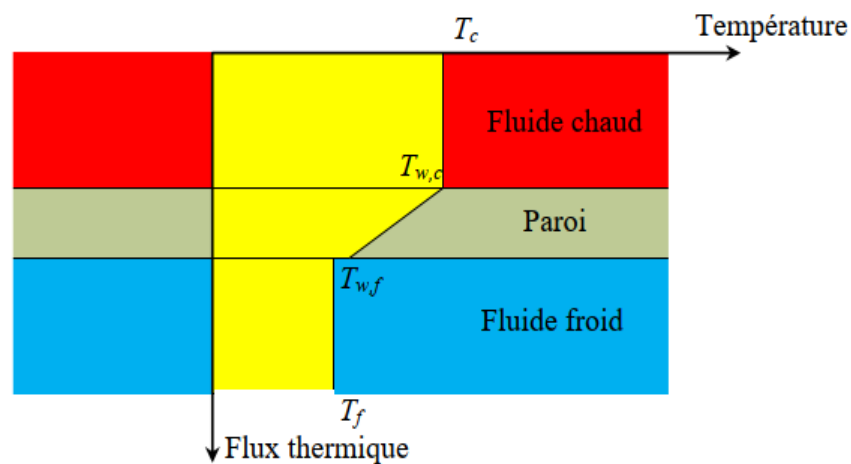


Figure III.1 : Profil de Température à travers un élément de surface dA

On définit alors :

- ✓ La résistance thermique convective du fluide chaud est : $1/ h_c S$ (h_c est le coefficient de convection du fluide chaud).
- ✓ La résistance thermique convective du fluide froid est : $1/ h_f S$ (h_f est le coefficient de convection du fluide froid).
- ✓ La résistance thermique de conduction à travers la paroi solide d'épaisseur « e » et de conductivité thermique λ est : $R_{th} = e/\lambda S$ (pour une paroi plane). Pour une paroi tubulaire la résistance thermique par conduction est donnée par $R_{th} = \frac{1}{2\pi\lambda L} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)$

D'où, le coefficient d'échange global pour les deux configurations géométriques est donné par les relations suivantes :

$$\text{Paroi plane} \quad U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}} \quad (\text{III.1})$$

$$\text{Paroi cylindrique} \quad U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{1}{2\pi\lambda L} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{1}{h_f}} \quad (\text{III.2})$$

L'expression de flux thermique transféré du fluide chaud au fluide froid est donc :

$$\Phi = US\Delta T_{LM} \quad (\text{III.3})$$

Le calcul des coefficients d'échange convectifs coté fluide chaud et froid représente donc une étape primordiale pour le dimensionnement des échangeurs. On donne dans ce qui suit les relations empiriques les plus répondues utilisées pour la détermination du coefficient d'échange convectif pour différentes configurations géométriques et dans le cas de la convection forcée et naturelle.

III.1 Détermination des coefficients d'échange par convection h_c et h_f

Pour la détermination du coefficient d'échange coté fluide chaud et froid on suit les étapes suivantes :

1. L'évaluation du nombre de Prandtl de chaque écoulement, à partir des propriétés physiques du fluide considéré :

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (\text{III.4})$$

μ : la viscosité dynamique en kg/m.s, C_p est la chaleur massique a pression constante en J/(kg.°C et λ est la conductivité thermique en W/m².°C

2. Le calcul du nombre de Reynolds de l'écoulement :

$$Re = \frac{\rho v d_h}{\mu} \quad (\text{III.5})$$

ρv est la vitesse massique du fluide, [kg/(m².s)]

$$\rho v = \frac{\dot{m}}{A} \quad \text{avec: } \dot{m}, \text{ débit massique [kg/s]}$$

A, section passage du fluide [m²] et d_h , est le diamètre hydraulique en (m) donné par

$$d_h = \frac{4S}{P} \quad (\text{III.6})$$

Avec : S. aire de la section de passage du fluide en (m²) et P : le périmètre mouillé en (m)

Remarque :

- 1- Pour le cas d'un tube de forme cylindrique, d_h est égal au diamètre du tube d .
- 2- Le calcul du nombre de Reynolds de chaque fluide est nécessaire pour savoir si l'écoulement est laminaire ou turbulent, et le bon choix de la corrélation empirique du problème.

2. Pour chaque écoulement, on calcule le nombre de Nusselt :

$$Nu = \frac{hd_h}{\lambda} \quad (\text{III.7})$$

Après la détermination des nombres de Prandtl et de Reynolds, on peut facilement déterminer Nu en utilisant les corrélations expérimentales (relations empiriques) ; $Nu = f(Re, Pr)$ pour la convection forcée et $Nu = f(Ra, Pr)$ pour la convection naturelle trouvées dans la littérature.

3. Déduire la valeur du coefficient d'échange convectif h cherché à partir de la formule donnant le nombre de Nusselt.

III.1.1 Corrélations pour le calcul des coefficients d'échanges**III.1.1.1 Convection forcée**

✓ **Écoulement sur une plaque plane :** considérons un fluide s'écoulant dans le sens longitudinal d'une plaque plane horizontale de longueur « L ». La température et la vitesse du fluide loin de la paroi sont respectivement « u_∞ » et « T_∞ » (voir figure 4.5).

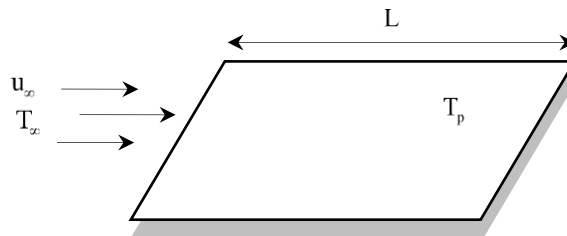


Figure III.2 : Écoulement longitudinal sur une plaque plane

Écoulement laminaire : $Re < 3 \times 10^5$

$$Nu = 0.664 Re_L^{0.5} Pr^{0.33} \quad 0.5 \leq Pr \leq 10 \quad (\text{III.8})$$

Nu_L : Nombre de Nusselt moyen calculé sur toute la longueur de la plaque.

Le coefficient d'échange de chaleur par convection (moyen) : $h = \frac{Nu\lambda}{L}$

Écoulement turbulent : $Re > 5 \times 10^5$

$$Nu = 0.035 Re_L^{0.8} Pr^{0.33} \quad 0.6 \leq Pr \leq 60 \quad (\text{III.9})$$

✓ **Écoulement perpendiculaire à l'axe d'un cylindre :** Le fluide est en écoulement perpendiculaire par rapport à l'axe du cylindre. Sa vitesse en amont est « u_∞ » et sa température « T_∞ » (voir figure 5.6). Un sillage se forme en aval de l'écoulement qui conduit à une répartition non homogène du

coefficient d'échange sur la périphérie du cylindre. Le coefficient d'échange par convection a pour expression :

$$Nu = C Re^n \tag{III.10}$$

Les constantes C et n dépendent du nombre de Reynolds et de la nature du fluide, leurs valeurs sont données dans le tableau suivant :

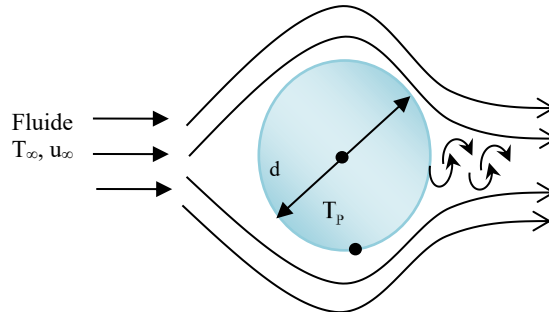


Figure III.3 : Ecoulement perpendiculaire à l'axe d'un cylindre

Re	n	C	
		Gaz	Liquide
1 – 4	0.330	0.891	$0.989 Pr^{\frac{1}{3}}$
4 – 40	0.385	0.821	$0.911 Pr^{\frac{1}{3}}$
40 – 4000	0.466	0.615	$0.683 Pr^{\frac{1}{3}}$
4000 – 40000	0.618	0.174	$0.193 Pr^{\frac{1}{3}}$
40000 - 250000	0.805	0.0239	$0.0266 Pr^{\frac{1}{3}}$

Tableau III.1 : Valeur de C et n pour le nombre de Nusselt

✓ **Ecoulement perpendiculaire à un faisceau de tubes :** Beaucoup d'installations industrielles sont constituées de rangées de tubes parallèles immergées dans un écoulement perpendiculaire ou incliné à leurs axes. Comme le montre la figure 4.7, les tubes peuvent être disposés en ligne ou en quinconce. La disposition en quinconce conduit à de plus fortes turbulences et donc un coefficient d'échange plus important que pour un faisceau aligné. Le nombre de Nusselt pour une rangée « i » est calculé par l'expression suivante :

$$Nu_i = C Re^n Pr_f^{0.33} \left(\frac{Pr_f}{Pr_p} \right)^{0.25} \epsilon_\delta \epsilon_\alpha \epsilon_i \tag{III.11}$$

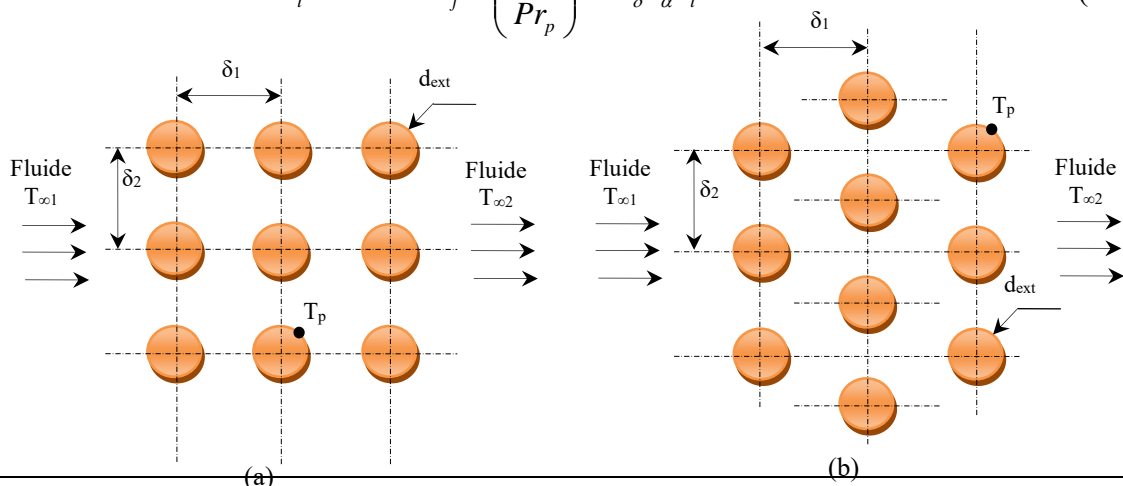


Figure III.4 : Écoulement autour d'un faisceau de tubes :
 (a) disposition en ligne ; (b) disposition en quinconce

Les constantes $C, n, \epsilon_\delta, \epsilon_\alpha, \epsilon_i$ sont reportées dans le tableau suivant :

Arrangements	C	n	ϵ_i	ϵ_δ	ϵ_α
En ligne	0.26	0.65	0.6 pour la rangée 1 0.9 pour la rangée 2 1 pour la rangée 3 et plus	$\left(\frac{\delta_2}{d_{ext}}\right)^{-0.15}$	10° → 0,42
					20° → 0,52
					30° → 0,67
					40° → 0,78
					50° → 0,88
En quinconce	0.41	0.6	0.6 pour la rangée 1 0.7 pour la rangée 2 1 pour la rangée 3 et plus	$\left(\frac{\delta_1}{\delta_2}\right)^{\frac{1}{6}}$ pour $\frac{\delta_1}{\delta_2} < 2$ 1.12 pour $\frac{\delta_1}{\delta_2} \geq 2$	60° → 0,94
					70° → 0,98
					80° → 1
					90° → 1

Tableau III.2 : Constantes pour le nombre de Nusselt - écoulement perpendiculaire à un faisceau de tubes

Le coefficient d'échange convectif moyen du faisceau est donc :

$$h = \frac{\sum_{i=1}^n h_i S_i}{\sum_{i=1}^n S_i} \tag{III.12}$$

✓ **Écoulement à l'intérieur des tubes cylindriques :** considérons un fluide s'écoulant à l'intérieur d'un tube de forme cylindrique de longueur « L » et de diamètre intérieur « d_{int} »

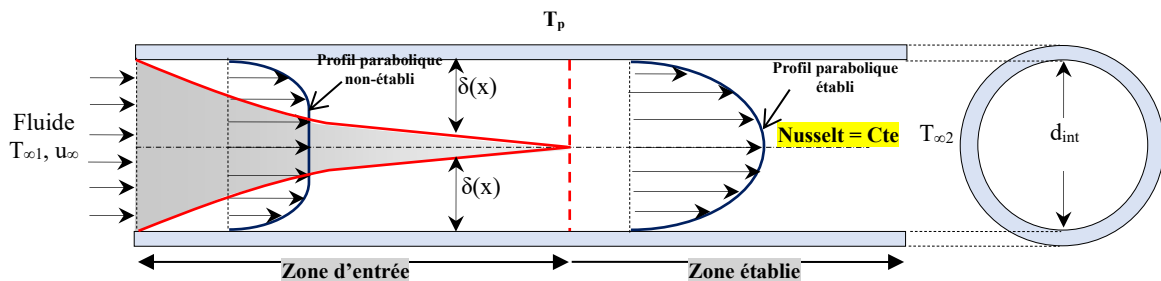


Figure III.5 : Écoulement à l'intérieur des tubes cylindriques

Régime laminaire : ($Re \leq 2100$) : on distingue deux zones : la zone d'entrée et la zone établie.

Zone établie : Dans cette zone, les études théoriques montrent que le nombre de Nusselt tend vers une valeur limite ($Nu = Cte$). Il ne dépend que des conditions aux limites thermiques imposées sur la surface externe de la conduite, soit :

- Température imposée (T_p constante) : **Nu = 3.66.**
- Flux imposé (Φ constant) : **Nu = 4.36.**

Pareillement au cas des conduites circulaires, les écoulements laminaires à régimes dynamique et thermique établis dans les conduites non-circulaires sont à Nu constant. Dans le tableau ci-dessous, on trouve les valeurs de Nu pour quelques formes géométriques

Exemple : Conduite rectangulaire ($a \times b$) avec $b/a = 2$, on a :

- Température imposée (T_p constante) : **Nu = 3.39.**
- Flux imposé (Φ constant) : **Nu = 4.12.**

Zone d'entrée : Pour la zone d'entrée la littérature recommande les deux corrélations suivantes :

Corrélation de Haussen :

$$Nu = 3.66 + \frac{0.0668 Re Pr (D/L)}{1 + 0.04 [Re Pr (D/L)]^{2/3}} \quad (\text{III.13})$$

Régime turbulent : ($Re > 2500$)

Corrélation de Dittus-Boelter : La précision de la relation de Colburn peut être améliorée en la modifiant comme :

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \text{ valable pour : } \left[\begin{array}{l} 0.7 \leq Pr \leq 160, Re \geq 10^4 \\ L/D \geq 10 \end{array} \right] \quad (\text{III.14})$$

Avec : $n = 0.4$ pour le chauffage ($T_p > T_\infty$), $n = 0.3$ pour le refroidissement ($T_p < T_\infty$)

D'une manière générale, l'exposant du nombre de Reynolds est compris entre 0,5 et 0,8, et celui du nombre de Prandtl entre 0,33 et 0,4. On trouvera dans [BONTEMPS et alii] des valeurs de corrélations pour des géométries à ailettes très particulières. Pour les gaz, Pr varie peu en fonction de la température et reste compris entre 0,7 et 0,75. On peut donc le considérer constant sans commettre d'erreur importante.

III.1.1.2 Convection naturelle ou libre

Dans le cas de la convection libre, il peut être démontré qu'une corrélation entre nombres adimensionnels est aussi indispensable. Dans ce cas les nombres adimensionnels sont :

Le nombre de Grachoff donné par la relation suivante :

$$Gr = \frac{\rho^2 g \beta \Delta T L^3}{\mu^2} \quad (\text{III.15})$$

ΔT Différence de température.

L : Longueur caractéristique (ou dimension caractéristique).

β : Coefficient de dilatation volumique, pour un gaz parfait :

$$\beta = \frac{1}{T_m}, \text{ la température moyenne } T_m \text{ est prise en kelvin [k] ;}$$

Le nombre de Rayleigh est donné par :

$$Ra = Gr Pr \quad (\text{III.16})$$

Les corrélations empiriques du nombre de Nusselt moyen sont de la forme :

$$Nu = CRa^n \quad (\text{III.17})$$

Parmi les nombreuses corrélations disponibles dans la littérature, nous présentons dans le tableau suivant, les plus connus et largement utilisés.

Géométries	Dimension caractéristique	Ra	C	n
Plaques et cylindres verticaux	hauteur	$10^4 - 10^9$ laminaire	0,59	0,25
		$10^9 - 10^{13}$ turbulent	0,13	0,33
Cylindres horizontaux	diamètre extérieur	$10^3 - 10^9$ laminaire	0,53	0,25
		$10^9 - 10^{13}$ turbulent	0,10	0,33
Plaques horizontales chauffant vers le haut	largeur	$10^5 - 2 \cdot 10^7$ laminaire	0,54	0,25
		$2 \cdot 10^7 - 2 \cdot 10^{10}$ turbulent	0,14	0,33
Plaques horizontales chauffant vers le bas	largeur	$3 \cdot 10^5 - 3 \cdot 10^{10}$ laminaire	0,27	0,25
		$3 \cdot 10^{10} - 10^{13}$ turbulent	0,07	0,33

Tableau III.3 : Valeur de C et n pour le nombre de Nusselt - convection naturelle

Remarque : Dans le cas des plaques inclinées, les corrélations traitant les plaques verticales doivent être modifiées en remplaçant la gravité g dans le nombre de Rayleigh par $(g \cos \theta)$ ($0 < \theta < 60^\circ$), où θ est l'angle d'inclinaison mesuré par rapport à la verticale

Chapitre IV Coefficient d'échange convectif en transfert avec changement de phase.

Le chapitre 3 a permis de faire le point sur les coefficients de transfert dans les échangeurs à fluides monophasiques. Il reste maintenant à envisager le cas des appareils où l'un des fluides subit un changement de phase, soit que l'on ait besoin de produire de la vapeur ou du liquide, soit que l'on veuille accroître les transferts en utilisant la chaleur latente de changement d'état. Le changement de phase se produisant à température constante, ces appareils sont donc des « échangeurs à fluide isotherme »

IV.1 Généralités

Un « condenseur » est un échangeur dans lequel le fluide froid provoque un changement de phase du fluide chaud, qui passe de l'état de vapeur à l'état liquide.

Inversement, « l'évaporateur » utilise le fluide chaud pour faire passer le fluide froid de l'état liquide à l'état de vapeur. On réserve les termes « chaudière » ou « générateur de vapeur » aux évaporateurs destinés à fournir de la vapeur d'eau sous pression pour la production d'énergie mécanique ou électrique.

Tous sont des échangeurs à paroi sensiblement isotherme, dont le facteur de déséquilibre R est voisin de zéro.

Dans un condenseur, on va donc produire à la surface d'échange un film liquide.

Dans un évaporateur on fait des bulles, qui pourront former un film de vapeur si le flux de chaleur est assez intense (ébullition en film).

Le fait physique marquant est que dans les deux cas la présence de ce film entraîne une résistance thermique supplémentaire qui tend à diminuer le flux de chaleur. Autrement dit, le produit même que l'on souhaite obtenir constitue un frein à sa propre production. Il y aura donc un optimum à trouver en ce qui concerne l'épaisseur du film dans un condenseur, et il faudra éviter autant que possible la formation d'un film de vapeur dans un évaporateur (où de toute façon la vapeur se forme dans les bulles, et où on n'a donc pas besoin d'un film de vapeur entre la paroi et le liquide en ébullition).

Au point de vue pratique, signalons dès à présent que la résistance thermique du film sera incluse dans les expressions du coefficient d'échange pariétal h .

◆ Compte tenu de ce qui précède, il sera logique de prendre comme température de référence pour le calcul des caractéristiques thermophysiques la température de film T_F .

♥ D'autre part, on ne s'étonnera pas de voir les forces de pesanteur prendre ici une place Déterminante : il est clair que dans un gaz, le condensat, dont la masse volumique est Considérablement plus importante, va s'écouler vers le bas ; à l'inverse, dans un liquide, la vapeur se dirigera spontanément vers le haut.

Les mécanismes de la convection avec changement de phase sont donc complexes et ne se prêtent guère à une formulation allégée. Dans certaines dispositions simples cependant, on peut faire confiance à quelques formules classiques pour accéder à l'ordre de grandeur du Coefficient h . On notera qu'il est plus commode ici d'exprimer directement h , sans passer par les critères de similitude.

♠ Nomenclature

C_l = chaleur massique de la phase liquide (J/kg.K)

d = diamètre intérieur d'un tube

D = diamètre extérieur d'un tube

g = accélération de la pesanteur

L_V = chaleur latente de changement de phase (J/kg)

T_v = température de la vapeur saturante (ou température du liquide à la saturation)

T_p = température de paroi

σ = tension superficielle du liquide (N/m)

Indice « l » : phase liquide

Indice « v » : phase vapeur

IV.1.1 – Condenseurs

Les condenseurs sont la plupart du temps des échangeurs tubulaires : à serpentin, bitubes, à faisceau de tubes et calandre, ou encore à tubes et ailettes. Les données qui suivent concernent la seconde et la troisième de ces familles.

IV.1.1.1 – Condensation à l'extérieur d'un tube horizontal

Le film liquide se forme tout autour du tube, mais sous l'effet des forces de pesanteur son épaisseur sera plus grande à la partie inférieure, d'où il va ruisseler (eq.1). Il y a donc une dissymétrie dans la distribution locale du coefficient h . On donne en général comme valeur moyenne :

$$h = 0.725 \left[\frac{g \rho_l \lambda_l^3 L_v}{\nu_l D (T_v - T_p)} \right] \quad (\text{IV.1})$$

ν_l et λ_l pris à la Température du film $T_F = (T_v + T_p)/2$.

Avec l'eau, on atteint assez couramment des coefficients d'échange avoisinant $10000\text{W/m}^2\text{K}$.

Si le condenseur comporte des nappes verticales, le condensat formé sur chaque tube s'écoule et contribue à épaissir le film liquide sur les tubes situés au-dessous, d'où une baisse du coefficient h (qui inclut, rappelons-le, la résistance thermique du film). Dans un faisceau assez serré, il peut même y avoir continuité du film liquide entre les tubes inférieurs de la nappe (fig. 4.1b). Sur les N tubes d'une nappe, on admet alors un coefficient de transfert moyen pour l'ensemble des tubes :

$$h_m = h N^{-0,25} \quad (\text{IV.2})$$

Où h est calculé pour le tube supérieur de la nappe.

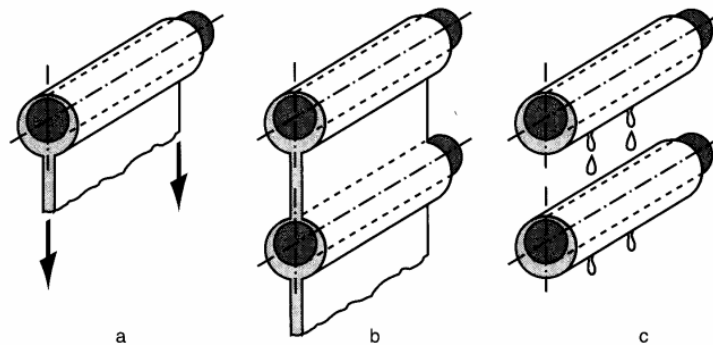


Figure IV.1 : – Condensation en film : a) sur un tube horizontal ;b) sur une rangée de tubes avec continuité du film entre les nappes ;c) avec écoulement en gouttes (d'après Incropera et de Witt)

Cependant, lorsqu'on se trouve en présence d'un écoulement de vapeur rapide et perpendiculaire aux tubes, le coefficient d'échange est très supérieur à ce que donne la formule (1), et il faut prendre d'autres bases de calcul [8].

Un paramètre important est évidemment la quantité de vapeur condensée par seconde, c'est-à-dire le « débit-masse de condensat » q_{ml} ; il a pour expression :

$$q_{ml} = \frac{\phi}{L_v} = \frac{hS(T_v - T_p)}{L_v} \quad (\text{IV.3})$$

IV.1.1.2. – Condensation à l'extérieur d'un tube vertical

En s'écoulant le long de la paroi verticale, le film de condensation s'épaissit, et il en résulte une dégradation du coefficient h .

À une abscisse x (mesurée le long de la paroi, dans le sens de l'écoulement) l'épaisseur du film est $\delta(x)$, notée simplement δ , et sa vitesse débitante $V_f(x)$, notée également V_f pour alléger l'écriture. On définit alors un nombre de Reynolds local de l'écoulement :

$$Re = \frac{V_f D_h}{\nu_l} \quad (\text{IV.4.a})$$

Où D_h est le diamètre hydraulique ; sachant que le contact entre le film et la paroi se fait sur une longueur πD , on a :

$$D_h = \frac{4\pi D \delta}{\pi D} = 4\delta \quad (\text{IV.4.b})$$

En admettant que $\delta \ll D$; d'où :

$$Re = \frac{4V_f \delta}{\nu_l} \quad (\text{IV.4.c})$$

Soit q_{ml} le débit-masse de condensat à l'abscisse x :

$$q_{ml} = \rho V_f \pi D \delta \quad (\text{IV.4.d})$$

On voit que Re s'écrit aussi, en remplaçant ν_l par μ_l / ρ_l :

$$Re = \frac{4q_{ml}}{\pi D \mu_l} \quad (\text{IV.4.e})$$

En particulier, à la base du tube ($x = H$), q_{mlH} est le débit total (formule 4.d), d'où :

$$Re_H = \frac{4q_{mlH}}{\pi D \mu_l} \quad (\text{IV.4.f})$$

♦ Si l'on a $Re_H < 30$ environ, l'écoulement est laminaire sur l'ensemble de la paroi.

Toutefois, ce cas correspond à des hauteurs H très petites (quelques cm) et n'a guère d'intérêt pratique.

♥ Avec $Re_H > 30$, le film commence à être assez épais et rapide, et l'écoulement est laminaire-ondulé.

Kutadeladze recommande pour $30 < Re_H < 1800$ une expression de la forme :

$$h = \lambda \left(\frac{g}{\nu_l^2} \right)^{1/3} \frac{Re_H}{1.08 Re_H^{1.22} - 5.2} \quad (\text{IV.4.g})$$

h étant une valeur moyenne sur l'ensemble de la paroi. Les paramètres λ_l et ν_l sont toujours estimés à la température de film T_F .

♠ Au-delà de $Re_H = 1800$, le film « dégouline » et l'écoulement devient franchement turbulent, ce qui se traduit par une remontée du coefficient h . Cependant il faut pour y parvenir des hauteurs de tubes relativement importantes ($H \approx 2$ m) rarement atteintes dans les appareils courants.

En pratique, on dispose pour évaluer Re_H d'une formule qui n'est peut-être pas totalement fiable, mais qui servira de point de départ à une itération [J. Gosse] :

$$Re_H \approx 4 \left[\left(\frac{gH^3}{\nu_l^2} \right)^{1/3} \frac{1}{Pr_l} \frac{C_{pl} (T_v - T_p)}{L_v} \right] 0.75 \quad (IV.4.h)$$

On en déduit h , puis Φ et q_{mlH} , ce qui permet de recalculer Re_H et d'affiner les valeurs précédentes.

IV.1.1.3 - Condensation sur une paroi plane verticale

Appelons L la longueur de la paroi (dans la direction horizontale). La longueur de contact avec le film est donc L , et la section du film $L\delta$, d'où $D_h = 4 \times L\delta / L = 4\delta$, et $Re = 4 V_f \delta / \nu_l$, identique au cas du tube. Par contre, le débit s'écrit $q_{ml} = \rho V_f L\delta$, de sorte que :

$$Re_H = \frac{4q_{ml}}{L\mu_l} \quad (IV.4.i)$$

On peut conserver le même repère ($Re_H < 1800$) et la même formule (5.6) que dans le cas du tube vertical.

IV.1.1.4. - Condensation à l'intérieur d'un tube horizontal

Lorsque la condensation a lieu à l'intérieur d'un tube horizontal l'entraînement du film liquide, qui assure l'évacuation du condensat, est commandé soit par la pesanteur (si le tube est incliné) soit par le gradient de pression dans l'écoulement de vapeur.

Dans le premier cas, correspondant à des vitesses de vapeur pas trop élevées, le condensat occupe la partie inférieure du tube et sa dynamique est celle d'un écoulement à surface libre. On dispose ici de la formule de Chato : $Re < 35\,000$ à l'entrée

$$h = 0.555 \left(\frac{g \rho_l \lambda_l^3 L_v}{\nu_l d (T_v - T_p)} \right)^{0.25} \quad (IV.5)$$

λ_l et ν_l sont estimés à la température du film T_F

Lorsque l'entraînement est assuré par la vapeur, l'écoulement du film liquide est de type annulaire, comme ce serait aussi le cas dans un tube vertical sous le simple effet de la pesanteur.

De toute façon, la longueur des tubes devra être limitée si on ne veut pas se trouver en présence d'un bouchon liquide.

Enfin, des études ont montré que l'utilisation de tubes rainurés (rainures hélicoïdales de faible profondeur et proches les unes des autres) augmente le coefficient h d'un facteur 2 environ [9].

IV.2. - Évaporateurs et générateurs de vapeur

IV 2.1 - Mécanismes de l'ébullition

L'ébullition est un changement de phase liquide T gaz qui se produit à une interface solide-liquide. Elle peut se manifester sous deux aspects :

- Pour des flux modérés, l'ébullition est « nucléée ». Le processus se caractérise par la formation de bulles de vapeur qui grossissent, puis se détachent de la surface et sont remplacées par du liquide. Leur dynamique est conditionnée en particulier par la tension superficielle de ce liquide.
- A partir d'un « flux critique » ϕ_c , la formation de vapeur est suffisamment rapide pour qu'un film de vapeur sépare en permanence la paroi du liquide : c'est « l'ébullition en film ». Ce flux critique en (W/m^2) dépend lui aussi de la tension superficielle ; il est approché par l'expression suivante [10] :

$$\phi_c = cte \rho_v^{0,5} L_v (\sigma \rho_l g)^{0,25} \quad (IV.6)$$

$$\text{Avec : } cte = 0.13 + 4\mu_l^{0,8} \left(\frac{\rho_l \cdot \sigma^3}{g} \right) - 0.2$$

L'ébullition nucléée constitue en principe le régime le plus favorable, du fait que les mouvements engendrés par les bulles provoquent un brassage du liquide et un accroissement du coefficient d'échange. Au contraire, dans l'ébullition en film, la couche de vapeur est à l'origine d'une résistance thermique supplémentaire, qui peut en outre entraîner une surchauffe de la paroi.

IV 2.1.1. Ébullition en film à l'extérieur d'un tube horizontal

Lorsque l'on considère un tube isolé, il existe une ressemblance assez marquée entre l'ébullition en film et la condensation, ce qui se traduit par une expression du coefficient d'échange présentant la même structure que (5). La valeur moyenne de h sur la paroi est en effet approchée par :

$$h = 0.62 \left(\frac{g \rho_v \lambda_v^3 L_v}{\nu_v D (T_p - T_v)} \right)^{0,25} \quad (IV.7)$$

ν_v, λ_v évalués à la température du film T_F

Par contre, lorsque l'échangeur comporte des rangées verticales de tubes, les deux situations ne sont plus du tout comparables, car les bulles de vapeur qui proviennent des tubes inférieurs provoquent une agitation du liquide, ce qui a plutôt tendance à augmenter un peu le coefficient d'échange à la paroi des tubes supérieurs. Le phénomène est d'ailleurs sensiblement plus marqué en ébullition nucléée, quand les flux sont modérés.

IV 2.1.2 Ébullition nucléée à l'intérieur d'un tube horizontal

Une analyse de nombreux résultats expérimentaux a permis à Dembi, Dhar et Arona de proposer une corrélation pour l'ébullition nucléée de réfrigérants en conduite horizontale ; cette corrélation est adaptée ici pour fournir directement le flux à la paroi :

$$\phi_p = \left[23400(T_p - T_v) \frac{\lambda_l}{D} \right]^{2.78} \left(\frac{1}{\rho_v \cdot L_v \cdot w} \right)^{1.78} \left(\frac{g \cdot d}{L_v} \right)^{0.75} \left(\frac{G^2 \cdot d}{\sigma \cdot \rho_l} \right)^{0.39} \quad (\text{IV.8})$$

Où $w = 0.36 \times 10^{-3} \times (p_{\text{critique}} / p)^{1.4}$ représente la vitesse de formation des bulles, G étant la vitesse massique du mélange.

IV 2.1.3. – Ébullition nucléée en cuve [12]

L'ébullition nucléée est réalisée très souvent dans une enceinte où il n'y a pas de circulation forcée et où la hauteur de la couche liquide est grande devant le diamètre des bulles : on parle alors d'ébullition en cuve.

Une estimation du flux à la paroi ϕ_p est donnée par la corrélation de Rosenhow, pour de l'eau :

$$\phi_p = \mu_l L_v \left(\frac{g \cdot \rho_l}{\sigma} \right)^{0.5} \left(\frac{C_l (T_p - T_v)}{K L_v P r_l} \right)^5 \quad (\text{IV.9})$$

Avec : $K \cong 0,013$ pour une surface polie ; $K \cong 0,006$ pour une surface rugueuse :

La valeur de ϕ_p ainsi obtenue est vraiment un ordre de grandeur. Cependant, Incropera note avec humour que si l'estimation de ϕ_p à partir de $T_p - T_v$ peut être affectée d'une erreur allant jusqu'à 100% (vu que $T_p - T_v$ et K sont élevés au cube), inversement la marge d'erreur se trouve divisée par trois si on évalue $T_p - T_v$ à partir de ϕ_p . On se console comme on peut !

La difficulté provient en réalité du fait que les bulles se forment à la paroi à partir de sites de nucléation dont le nombre et la distribution statistique sont très difficiles à apprécier. La rugosité et la température exacte de surface jouent donc évidemment un rôle déterminant dans le processus.

Remarques sur la précision des formules

Les expressions (5) et (7), peuvent sous-estimer un peu h. En toute rigueur, on devrait remplacer ρ_l par $\rho_l - \rho_v$ et L_v par une chaleur latente modifiée $L_v > L_v$. Ces raffinements n'ont qu'une faible incidence et peuvent être négligés au stade de l'avant-projet.

Chapitre V Coefficient d'échange global et conductance globale d'un échangeur

Un échangeur de chaleur implique généralement deux fluides séparés par une paroi solide. De nombreux processus de transfert de chaleur rencontrés dans l'industrie impliquent des systèmes composites et impliquent même une combinaison de conduction et de convection. La chaleur est d'abord transférée du fluide chaud au mur par convection, à travers le mur par conduction, et du mur au fluide froid à nouveau par convection.

Avec ces systèmes composites, il est souvent commode de travailler avec un coefficient global de transfert de chaleur, connu comme un facteur U . Le facteur U est défini par une expression analogue à la loi de Newton du refroidissement :

Le coefficient de transfert de chaleur global U , est lié à la résistance thermique totale et dépend de la géométrie du problème. Par exemple, le transfert de chaleur dans un générateur de vapeur implique la convection de la majeure partie du liquide de refroidissement du réacteur à la surface du tube intérieur du générateur de vapeur, la conduction à travers la paroi du tube et la convection (ébullition) de la surface du tube extérieur vers le fluide secondaire.

En cas de transfert de chaleur combiné pour un échangeur de chaleur, il existe deux valeurs pour h . Il y a le coefficient de transfert thermique convectif (h) pour le film fluide à l'intérieur des tubes et un coefficient de transfert thermique convectif pour le film fluide à l'extérieur des tubes. La conductivité thermique (λ) et l'épaisseur (e) de la paroi du tube doivent également être prises en compte.

La surveillance en ligne des échangeurs de chaleur commerciaux se fait en suivant le coefficient de transfert de chaleur global, car le coefficient de transfert de chaleur global a tendance à diminuer avec le temps en raison de l'encrassement. En calculant périodiquement le coefficient de transfert de chaleur global à partir des débits et des températures de l'échangeur, l'opérateur de l'échangeur de chaleur peut estimer la durée de vie des échangeurs de chaleur.

D'où Le transfert de chaleur dans un échangeur thermique implique généralement une convection dans chaque fluide et une conduction thermique à travers la paroi séparant les deux fluides. Dans l'analyse des échangeurs de chaleur, il est souvent commode de travailler avec un coefficient global de transfert de chaleur, connu comme un facteur U . Le facteur U est défini par une expression analogue à la loi de Newton sur le refroidissement.

De plus, les ingénieurs utilisent également la différence de température moyenne logarithmique (ΔT_{LM}) pour déterminer la force motrice de la température pour le transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur.

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

V.1 Évaluation du coefficient d'échange global

Rappelons que l'échange de chaleur entre le fluide chaud et le fluide froid à travers la surface d'échange s'effectue suivant deux modes de transfert :

- Convection entre le fluide chaud et la paroi.
- Conduction à travers cette paroi d'épaisseur e (la paroi peut être de forme plane comme elle peut être cylindrique).
- Convection entre le fluide froid et la face interne de la paroi.

La convection dans le fluide chaud est régie par un coefficient de convection h_1 permettant de définir une résistance thermique convective interne : $1/h_c S$. (V.1)

La convection dans le fluide froid est régie par un coefficient de convection h_2 permettant de définir une résistance thermique convective externe : $1/h_2 S$. (V.2)

La conduction à travers la paroi solide d'épaisseur e et de conductivité thermique λ , est défini par : $R_{th} = e/\lambda S$ (pour une paroi plane) (V.3)

$$\text{et } R_{th} = \frac{1}{2\pi\lambda L} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) \text{ Pour une paroi cylindrique.} \quad (\text{V.4})$$

Par définition, le coefficient d'échange global représente l'inverse des résistances thermiques :

$$\sum R_{th} = \frac{1}{US} \quad (\text{V.5})$$

$$\text{Ou encore : } \frac{1}{US} = \frac{1}{h_1 S_1} + \frac{R_{en1}}{S_1} + R_{conduction} + \frac{R_{en2}}{S_2} + \frac{1}{h_2 S_2} \quad (\text{V.6})$$

Avec : R_{en1} , R_{en2} sont respectivement les résistances d'encrassement interne est externe. 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.

Les valeurs des résistances d'encrassement sont déduites par des mesures comparatives entre les conditions de mise en service et le fonctionnement au cours du temps. La gamme de variation est : 1×10^{-4} et 70×10^{-4} [$\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$].

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 (Tableau V.1) dans le coefficient d'échange global. On présente quelques valeurs pour certains fluides.

Fluides	Valeurs moyennes
Eau de mer à $T < 50^{\circ}C$	9×10^{-5}
Eau de mer à $T > 50^{\circ}C$	2×10^{-4}
Eau de ville à $T < 50^{\circ}C$	2×10^{-4}
Eau de ville à $T > 50^{\circ}C$	3.5×10^{-4}
Eau de rivière	$3.5 \text{ à } 7 \times 10^{-4}$
Vapeur d'eau non grasse	9×10^{-5}
Vapeur d'eau grasse	2×10^{-4}
Liquides réfrigérants	$1.8 \text{ à } 2 \times 10^{-4}$
Fioul	$4 \text{ à } 9 \times 10^{-4}$
Essence, kérosène, gas-oil	2×10^{-4}
Huile de lubrification	1.8×10^{-4}
Air non dépoussiéré	3.5×10^{-4}
Air industrielle	4×10^{-4}
Produits de combustion gazeux	$20 \text{ à } 70 \times 10^{-4}$
Vapeurs d'Alcool	9×10^{-5}

Tableau V.1 : Quelques valeurs de résistances d'encrassement dans le cas réel [7]

Les valeurs moyennes de la résistance d'encrassement recommandées pour le cas d'un échangeur à plaque sont environ 10 fois plus faibles

Le coefficient d'échange global peut se mettre donc sous la forme [13-16-17] :

Paroi plane :
$$\frac{1}{US} = \frac{1}{h_1 S_1} + \frac{R_{en1}}{S_1} + \frac{e}{\lambda S} + \frac{R_{en2}}{S_2} + \frac{1}{h_2 S_2} \quad (V.7)$$

Paroi cylindrique :
$$\frac{1}{US} = \frac{1}{h_1 S_1} + \frac{R_{en1}}{S_1} + \frac{1}{2\pi\lambda L} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{R_{en2}}{S_2} + \frac{1}{h_2 S_2} \quad (V.8)$$

Si la paroi est constituée de plusieurs couches de matériaux différents, il suffit d'additionner toutes les résistances de ces matériaux.

Dans le cas d'une surface plane, la surface interne S_1 est égale à la surface externe S_2 ($S_1 = S_2 = S$), on multiplie la relation V.3 par S , on obtient :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + R_{en1} + \frac{e}{\lambda} + R_{en2} + \frac{1}{h_2} \rightarrow U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + R_{en1} + \frac{e}{\lambda} + R_{en2} + \frac{1}{h_2}} \quad (V.9)$$

Dans le cas d'une surface d'échange cylindrique la surface interne S_1 et la surface externe sont pas les mêmes S_2 ($S_1 = \pi d_1 L$ et $S_2 = \pi d_2 L$), Il faut introduire des surfaces d'échange S_1 et S_2 , et rapporter le coefficient d'échange global, soit à l'unité de surface d'échange côté interne U_1 , soit à l'unité de surface d'échange côté externe U_2 . Ainsi :

Coefficient d'échange global rapporté à la surface interne : multipliant l'équation V.4 par S_1 , on obtient :

$$\frac{1}{U_1} = \frac{S_1}{h_1 S_1} + \frac{S_1 R_{en1}}{S_1} + \frac{S_1}{2\pi\lambda L} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{S_1 R_{en2}}{S_2} + \frac{S_1}{h_2 S_2}$$

Ou encore :

$$\frac{1}{U_1} = \frac{1}{h_1} + R_{en1} + \frac{d_1}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{d_1 R_{en2}}{d_2} + \frac{d_1}{h_2 d_2} \quad (V.10)$$

Coefficient d'échange global rapporté à la surface externe : multipliant l'équation V.4 par S_2 , on obtient :

$$\frac{1}{U_2} = \frac{S_2}{h_1 S_1} + \frac{S_2 R_{en1}}{S_1} + \frac{S_2}{2\pi\lambda L} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{S_2 R_{en2}}{S_2} + \frac{S_2}{h_2 S_2}$$

Ou encore :

$$\frac{1}{U_2} = \frac{d_2}{h_1 d_1} + \frac{d_2 R_{en1}}{d_1} + \frac{d_2}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + R_{en2} + \frac{1}{h_2} \quad (V.11)$$

A titre d'exemple, dans le cas d'un échangeur gaz/liquide, le coefficient de convection peut être 10 à 100 fois plus faible côté gazeux que côté liquide. Les résistances thermiques de la paroi et du côté liquide sont donc généralement négligeables, et U est sensiblement égal à h gazeux.

Dans ce cas, on cherche à augmenter la surface d'échange côté gazeux en utilisant des ailettes. Les formules précédentes deviennent :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\eta_1 h_1} + R_{en1} + \frac{e}{\lambda} + R_{en2} + \frac{1}{\eta_2 h_2} \quad (V.12)$$

$$\frac{1}{U_1} = \frac{1}{\eta_1 h_1} + R_{en1} + \frac{d_1}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{d_1 R_{en2}}{d_2} + \frac{d_1}{\eta_2 h_2 d_2} \quad (V.13)$$

$$\frac{1}{U_2} = \frac{d_2}{\eta_1 h_1 d_1} + \frac{d_2 R_{en1}}{d_1} + \frac{d_2}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + R_{en2} + \frac{1}{\eta_2 h_2} \quad (V.14)$$

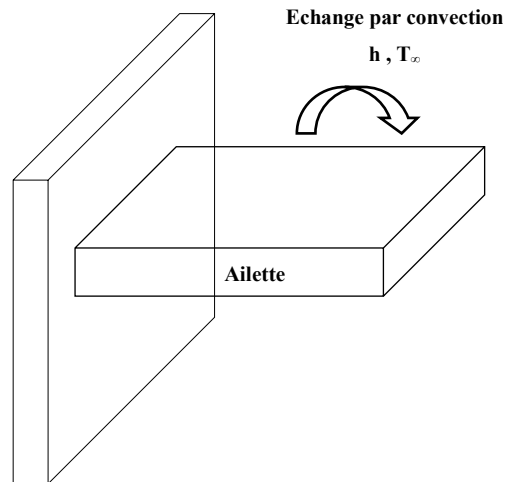


Figure V.1 : Surface ailetée

Avec : $\eta_{1,c}$ et η_2 sont respectivement les efficacités globales des ailettes interne et externe.

On donne dans le tableau ci-dessous les ordres de grandeur de pour des échangeurs tubulaires en verre et en métal.

	Coefficient global de transfert U ($W / m^2 \text{ } ^\circ C$)
Liquide-liquide	100-2000
Liquide-gaz	30-300
Condenseur	500-5000

Tableau V.2 : Ordres de grandeur du coefficient global de transfert U de divers types d'échangeurs

Application : Dans un échangeur de chaleur, l'air brasse les tubes en acier de 1.8 cm de diamètre intérieur et de 2.1 cm de diamètre contenant de la vapeur et de conductivité thermique de 111 W/m K. Les coefficients de transfert de chaleur par convection côtés air et vapeur sont respectivement de 70 W/m² K et 210 W/m² K. Calculer le coefficient d'échange global :

- 1- Rapporté à la surface interne,
- 2- Rapporté à la surface du tube externe.

Solution : L'échangeur n'est pas encrassé, alors on élimine les résistances dues à l'encrassement, on aura :

$$U_1 = \left[\frac{d_1}{h_2 \times d_2} + \frac{d_1}{\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{h_1} \right]^{-1} \Rightarrow U_1 = \frac{1}{\frac{0.018}{70 \times 0.021} + \frac{0.018}{111} \ln \frac{0.021}{0.018} + \frac{1}{210}} = 58.71 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

- 1- Le coefficient de transfert de chaleur global basé sur la surface externe est donné par l'équation

$$U_2 = \left[\frac{1}{h_2} + \frac{d_2}{\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_2}{h_1 \times d_1} \right]^{-1} \Rightarrow U_2 = \frac{1}{\frac{1}{70} + \frac{0.021}{111} \ln \frac{0.021}{0.018} + \frac{0.021}{210 \times 0.018}} = 50.32 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Vérification :

$$\begin{aligned} U_2 S_2 &= U_1 S_1 \Leftrightarrow \pi d_2 L = \pi d_1 L \\ &\Leftrightarrow \pi d_2 \times 50.32 = \pi d_1 \times 58.71 \\ &\Leftrightarrow 3.3181008 = 3.3182892 \end{aligned}$$

Chapitre VI Performances et calcul des échangeurs de chaleur [14]

VI.1 But et définition de performance d'un échangeur

L'échangeur thermique est un élément incontournable pour transférer l'énergie calorifique. Cela est valable aussi bien au niveau domestique qu'industriel. D'ailleurs, les applications de ce dispositif sont très diverses. Il permet le préchauffage ou le refroidissement d'un gaz ou d'un liquide, il aide aussi à capter la chaleur pour la restituer et permet l'humidification ou la déshumidification d'un gaz. Mais comment alors reconnaître un échangeur énergie performant ? Les réponses dans ce qui suit !

VI 1.1 Bref rappel sur le rendement d'un échangeur thermique

Avant de s'intéresser à la **performance d'un échangeur énergie**, rappelons ce qu'est le rendement de ce dispositif. En fait, le **rendement d'un échangeur thermique** correspond à la proportion de l'énergie de ventilation que le dispositif permet de récupérer. Concrètement, il s'agit du rapport du transfert réel de chaleur sur le transfert maximum qui peut avoir lieu. Rassurez-vous, la valeur de ce rendement est généralement donnée par le constructeur.

Parfois, il peut aussi arriver que la notion de rendement soit remplacée par celle d'**efficacité thermique d'un échangeur**. Mais dans ce cas, il s'agit d'un rapport basé sur les températures des deux fluides concernés lors du transfert.

Quoi qu'il en soit, plusieurs facteurs peuvent influencer le rendement d'un échangeur thermique. Il y a par exemple la chaleur latente de l'air extrait, la vitesse de passage de l'air ainsi que la nature du récupérateur et ses composants.

Il convient aussi de noter que la **valeur du rendement d'un échangeur thermique** augmente avec la diminution de la vitesse de passages fluides, l'augmentation de la surface d'échange et l'accroissement de la différence de température entre les deux fluides.

VI 1.2 Performance d'un échangeur énergie, les paramètres à prendre en compte



Figure VI.1 : Installation et disposition des échangeurs de chaleur

Plusieurs indicateurs déterminent la performance d'un échangeur thermique. Ces indicateurs déterminent à leur tour la capacité du dispositif à réchauffer ou à refroidir rapidement un fluide. Aussi, ils peuvent aussi limiter les déperditions d'énergie.

Aussi d'après [8] la performance d'un échangeur de chaleur est évaluée principalement par sa conductance thermique globale. Cette dernière peut être calculée en se basant sur la géométrie, les propriétés de la paroi et les propriétés des deux fluides chaud et froid, les conditions de son fonctionnement (débits massiques et températures d'entrées des deux fluides).

La démarche de calcul est simple, mais elle est nécessaire. Elle permet aux étudiants de se familiariser aux calculs des uns échangeurs de chaleur.

VI.2 Les différents indicateurs de performance d'un échangeur

Il existe cinq principales catégories d'indicateurs qui sont les suivantes :

VI.2.1 Le coefficient de transfert thermique [13]

Cet indicateur mesure la **capacité d'un échangeur énergie à transférer la plus grande partie de la chaleur** d'un fluide à un autre. A cet effet, sa valeur dépend essentiellement des matériaux utilisés. Plus ceux-ci sont conducteurs, plus ce coefficient sera élevé. Outre cela, l'épaisseur et la surface de contact influent aussi sur ce coefficient.

Ce coefficient est également appelé **coefficient d'échange global U**. Plus il est important, plus l'échangeur sera performant.

VI.2.2 La capacité thermique des fluides utilisés par l'échangeur

Il s'agit ici de la capacité du fluide qui circule à l'intérieur de l'échangeur à absorber ou à restituer l'énergie calorifique via l'échange thermique. A cet effet, cet indicateur est exprimé en joules par kilogramme kelvin. Sachez cependant que sa valeur varie en fonction de la pression.

VI.2.3 L'écart de température entre les fluides

Ce paramètre est essentiel pour la performance d'un échangeur, car plus l'écart de température est important, plus le transfert d'énergie sera rapide et efficace.

VI.2.4 Le type de convection

Un échangeur thermique est plus efficace si la **convection est forcée**. Cela signifie que les fluides sont mis en mouvement à l'intérieur du système de manière volontaire. Pour ce faire, l'usage d'une ventilation peut par exemple être envisagé.

VI.2.5 Le critère de compacité

Ce critère de performance est tout aussi important que les autres. Il s'obtient via un rapport entre l'aire de la surface d'échange et le volume de l'échangeur. Un **échangeur thermique compact** est un système dont la compacité est supérieure à $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Toutefois, cette valeur peut varier entre 500 et $800 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

VI.3 Choix d'un échangeur thermiques performant

Pour un projet relatif à la mise en place d'un équipement thermique, le choix du modèle le plus performant est essentiel. A ce propos,

Vous devez sélectionner un système bénéficiant d'une **technologie adaptée**. En effet, le choix des technologies d'échangeurs énergies est très vaste.

Afin de ne pas fausser votre choix technologique, les critères suivants vous seront d'une très grande aide :

- Les fluides de transfert – les caractéristiques des fluides importent beaucoup pour le choix d'un échangeur thermique performant. A cet effet, vous devez définir le plus précisément possible les conditions d'usage de l'échangeur et le process dans lequel vous allez l'intégrer. Il convient aussi de noter que cette **définition des fluides du procédé** permet de déterminer les diverses propriétés thermo physiques des fluides. Celles-ci seront prises en compte lors des calculs des diverses grandeurs dimensionnelles.
- L'état des fluides de transfert (monophasique ou diphasique) ;

- L'encrassement des échangeurs ;
- Les conditions d'usage (températures maximales, pression maximale...);
- Les risques de fuite de fluides et les exigences d'étanchéité ;
- Les critères d'encombrement.

A part les nombreux paramètres et critères cités précédemment, le coût de l'échangeur est également un élément important à ne pas négliger pour faire le bon choix. Une fois que vous aurez déterminé les conditions d'usage de l'échangeur, vous pourrez vous pencher sur tous ces critères pour faire un choix technologique adapté.

VI.4 Récapitulation sur Critères de performance d'un échangeur [11]

Il existe plusieurs critères de performance d'un échangeur :

- L'efficacité d'un échangeur est un critère de performance important.
- Le coefficient d'échange global U (ou K) est aussi un des plus utilisés. Plus ce dernier est important, plus l'échangeur est performant. Il faut néanmoins que les pertes de charge soient les plus faibles possibles (mais suffisante afin d'assurer une bonne distribution des fluides) mais soient totalement dépendantes du design de l'échangeur.
- Enfin, le critère de compacité est aussi important car il est défini par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur. R.K. Shah[12] [4] propose qu'un échangeur soit considéré comme compact si sa compacité (rapport de la surface d'échange sur le volume de l'échangeur) est supérieure à $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$; cette valeur est susceptible de varier de 500 à $800 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

VI.5 Caractérisation thermodynamique d'un échangeur de chaleur [16]

- Performance thermique :

- Efficacité thermique de l'échangeur : ε [%]
- Traduit la capacité de l'échangeur à transférer les calories d'un fluide à un autre
- Valeur à maximiser

- Performance hydraulique/aéroulrique :

- Pertes de charge liée au passage d'un fluide dans l'échangeur : ΔP [Pa]
- Correspond à la dissipation par frottements de l'énergie d'un fluide en mouvement

Sous forme de chaleur

- Intervient dans la consommation des auxiliaires
- Valeur à minimiser

Compromis à trouver entre performance hydraulique et thermique

- Performance thermique :

- On cherche à maximiser la puissance thermique transférable
- QUI Dépend du coefficient de transfert de chaleur global AU [W/K] (à maximiser), qui est le produit de l'aire de la surface d'échange A [m²] et du coefficient d'échange U [W/m²-K]
- U dépend du coefficient d'échange convectif côté fluide chaud h_h et côté fluide froid h_c [W/m²-K], de la conductivité thermique de la paroi k [W/m-K] et de l'épaisseur de la paroi e [m]
- La différence de température moyenne entre les fluides

$$Q = A \cdot U \cdot \Delta T_m$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h_c}}$$

- Performance hydraulique caractérisée par la perte de charge

- Minimisation des pertes de charge (pertes pression) subies par chacun des fluides (réduction de la consommation des auxiliaires assurant la circulation des fluides dans l'échangeur)
- Pertes de charge et efficacité sont liées par le Design d'un échangeur résulte souvent en un compromis entre pertes de charge et efficacité

$$\Delta p = f \frac{\rho \cdot u_m^2}{2D_h} L$$

- f le coefficient de friction qui dépend des conditions d'écoulement (laminaire, turbulent, transitoire), de la géométrie, de la rugosité, etc... Déterminé au moyen de corrélations.
- ρ la densité du fluide,
- u_m la vitesse moyen d'écoulement du fluide,
- L la longueur d'écoulement du fluide,
- D_h le diamètre hydraulique de la conduite

Chapitre VII Technologie des échangeurs de chaleur.

VII .1 Le choix technologique : Identification des caractéristiques d'usages nécessaires à une sélection adaptée d'un échangeur thermique[13]

La sélection d'une technologie est une phase essentielle dans le projet d'un système ou d'un équipement thermique. Les critères techniques et économiques sont nombreux alors que le choix des technologies d'échangeurs thermiques est extrêmement varié.

La démarche entreprise pour aider le lecteur à assurer une sélection raisonnée est :

- D'identifier l'ensemble des critères techniques de choix ;
- De quantifier dans la mesure du possible des critères qualitatifs tels que les caractéristiques encrassantes d'un fluide, les risques associés à des défauts d'étanchéité...

Différentes caractéristiques sont nécessaires pour amorcer les étapes de choix technologique d'un échangeur thermique.

Ces grandeurs sont en premier lieu les données du procédé dans lequel l'échangeur doit être intégré, puis des caractéristiques associées aux contraintes spécifiques.

VII .2 Les fluides de transfert, moteur et frigorigène du procédé

En premier lieu, il faut pouvoir définir le plus précisément possible les différentes données du process dans lequel l'échangeur est prévu d'être intégré. Cela passe inévitablement par la définition des fluides utilisés et de leurs conditions d'usage.

La définition des fluides du procédé est bien évidemment d'une importance capitale car elle permet de définir les différentes propriétés thermophysiques des fluides qui seront mis en jeu et qui servent aux calculs des différentes grandeurs dimensionnelles et adimensionnelles.

VII 2.1 L'état des fluides de transfert (monophasique, diphasique)

Là il s'agit de définir les phases des fluides utilisés.

VII 2.2 Les conditions extrêmes d'usage de l'échangeur

Les températures maximales d'usage de l'échangeur ; la pression maximale de service de l'échangeur sur l'un ou l'autre des circuits ; le critère de pertes de charge maximales acceptables (ou de la perte de charge maximale).

VII.2.3 L'encrassement des échangeurs thermiques [7]

Ce critère demande une connaissance du potentiel encrassant du fluide qui peut induire plusieurs effets (Bouchage, Colmatage) et qui se traduisent par des effets sur la performance globale (Dégradation des performances thermiques, Augmentation des pertes de charge, Surdimensionnement). Ainsi, la question de l'encrassement est primordiale. Lors du fonctionnement avec des fluides à potentiel encrassant, il se peut qu'au bout d'un certain temps de fonctionnement de l'échangeur, celui-ci ne soit plus en mesure de fournir la puissance nécessaire. Il peut alors être judicieux d'écarter certaines typologies d'échangeurs qui sont très sensibles à ces phénomènes pour éviter, soit une dégradation trop importante et/ou rapide des performances de l'échangeur, soit pour préconiser une technologie d'échangeur qui permette une inspection et un nettoyage aisés pour assurer – et ceci tout au long de sa vie – les performances escomptées.

VII.2.4 Critère sur les exigences d'étanchéité de l'échangeur et les risques de fuite des fluides

La question des risques de fuite de fluides (et incidemment la qualité de l'étanchéité de l'échangeur) peut être un critère important notamment vis-à-vis de la sécurité de l'installation, les risques sur l'environnement. Ce critère peut être très contraignant en matière de choix technologique et peut intervenir dans le dimensionnement de l'échangeur lui-même par la nécessité d'une épaisseur de paroi importante (prenant en compte par exemple des scénarii de corrosion annuelle...), voir même des exigences de double paroi.

VII.2.5 Critère associé à la nécessité d'inspection des équipements techniques

Ce critère est d'une part attribuée par des obligations d'ordre réglementaire de type DESP (Directive des équipements sous pression) mais est aussi intimement lié aux critères précédents de l'encrassement et de l'étanchéité.

VII.2.6 Critère d'encombrement/compacité

La compacité d'un échangeur permet ainsi de juger rapidement de la performance d'un échangeur thermique. Ce critère peut aussi être déterminant en termes de choix technologique et de dimensionnement suivant la place (surface et/ou volume) que demande l'installation de l'échangeur dans le process.

VII.2.7 Critère de coût de l'échangeur

Ce critère reste le point sensible des relations fabricants/utilisateurs, surtout pour des applications bien connues, maîtrisées et standardisées. Pour des applications plus spécifiques ou la réussite

du projet est fortement conditionnée par la conception et la fabrication de l'échangeur, le critère du prix peut prendre moins d'importance.

VII.3 Technologie des échangeurs

Difficile d'être exhaustif sur la description technologique des échangeurs tant la diversité de ces appareils et de leurs variantes en fonction des constructeurs est importante. La Figure 1 rappelle de façon synthétique les principales classes d'échangeurs suivant des critères strictement technologiques.

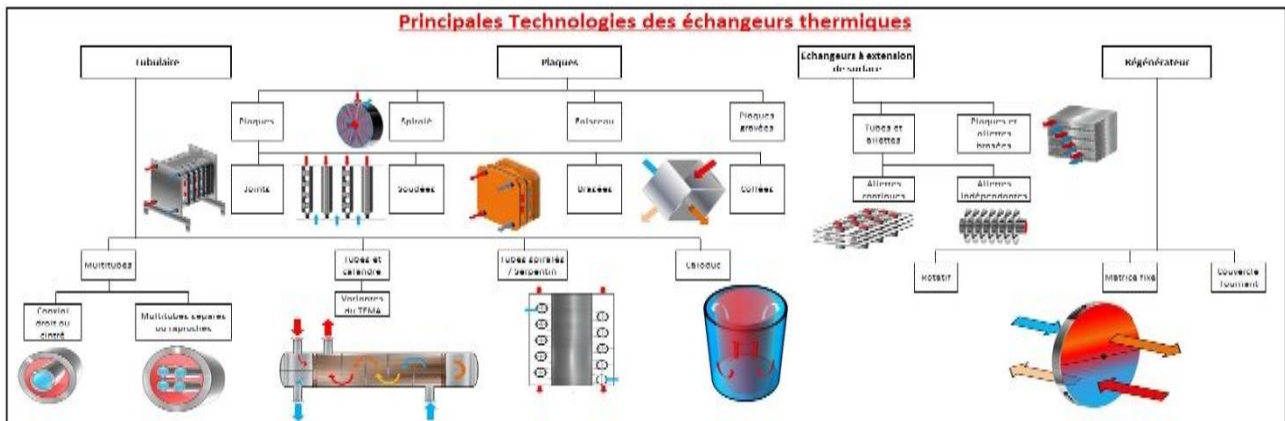


Figure VII.1 : Principale technologies des échangeurs thermiques

Les échangeurs tubulaires (tubes et calandre, coaxial et autres) sont les plus répandus et représentaient, en 1998, quasiment 50% des parts de marché en Europe. Les échangeurs dits compacts (échangeurs à plaques et joints, par exemple), qui ont connus une croissance importante dans les années 1990, tendent à faire diminuer ce pourcentage mais la grande adaptabilité des échangeurs tubulaires (tenue en pression et en température, diversité des matériaux) fait qu'il est difficile d'assurer leurs remplacements par d'autres technologies (Figure 7.2).

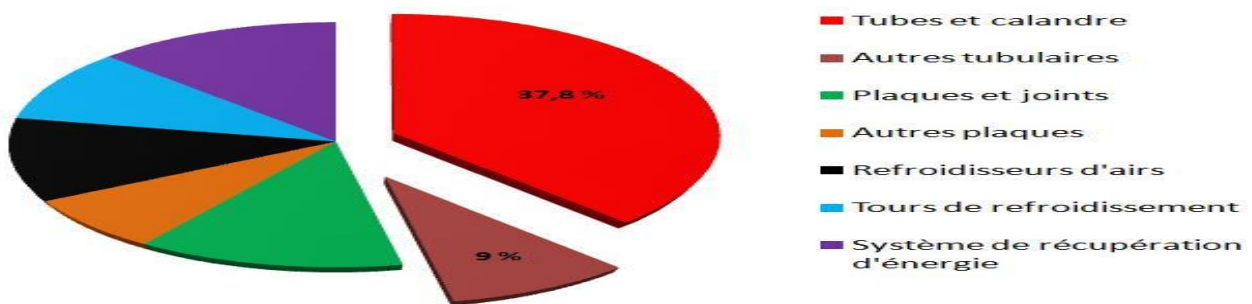


Figure VII.2 : Pourcentage technologiques des échangeurs thermique

Chapitre VIII Optimisation et intégration énergétique des flux de chaleur dans les réseaux d'échangeurs. [08] et [10]

VIII.1. Optimisation avec contraintes

Dans les applications industrielles, les paramètres géométriques sont souvent contraints du fait de considérations économiques. Ainsi la surface d'échange A mise en œuvre est liée au coût de l'échangeur.

Dans des applications plus spécifiques (par exemple automobiles ou surtout aéronautiques), l'encombrement est un facteur déterminant. Cet encombrement est lié au volume de l'échangeur.

Ces deux cas de figures vont être développés dans ce paragraphe.

VIII.1.1 Optimisation à surface d'échange fixée

Compte tenu des notations précédemment introduites, et en supposant Re_i et aussi pi donnés, on cherche alors le minimum du nombre de création d'entropie suivant :

$$NSi = \frac{c_p \cdot \tau^2 \cdot \mu \cdot R_{ei}}{k \cdot N \cdot u_i} \frac{A_i}{A} + \frac{r \cdot \mu^2 \cdot R_{ei}^2 \cdot f_i}{32 \cdot \rho \cdot c_p \cdot P} \frac{A \cdot p_i^2}{A_i^3} \quad (\text{VIII.1})$$

Avec $A_i = A$ imposée

$$\text{Il vient} \quad A_{i\text{opt}} = A \left[\frac{3 \cdot r \cdot \mu \cdot R_{ei} \cdot f_i \cdot k \cdot N \cdot u_i \cdot P_i^2}{32 \cdot \rho \cdot c_p^2 \cdot P \cdot \tau^2} \frac{P_i^2}{A^2} \right]^{1/4} \quad (\text{VIII.2})$$

$$\min \quad NSi = \frac{2 \cdot c_p \cdot \tau^2 \cdot \mu \cdot R_{ei}}{k \cdot N \cdot u_i} \frac{A_{i\text{opt}}}{A} \quad (\text{VIII.3})$$

Il résulte de (2) et (3), qu'à Re_i fixé, $\min NSi$ est proportionnel à la racine carrée du rapport pi A.

VIII.1.2. Optimisation à volume d'échangeur fixé

Connaissant l'expression du volume d'échange réel $V = L \cdot A_{it}$, et en supposant de nouveau Re_i et aussi pi donnés, on cherche cette fois le minimum du nombre de création d'entropie suivant :

$$NSi = \frac{c_p \cdot \tau^2 \cdot \mu \cdot R_{ei}}{k \cdot N \cdot u_i} \frac{A_i}{A} + \frac{r \cdot \mu^2 \cdot R_{ei}^2 \cdot f_i}{32 \cdot \rho \cdot c_p \cdot P} \frac{V \cdot p_i^3}{A_i^4} \quad (\text{VIII.4})$$

Avec V imposé

$$\text{Il vient} \quad A_{i\text{opt}} = A \left[\frac{r \cdot \mu \cdot R_{ei} \cdot f_i \cdot k \cdot N \cdot u_i \cdot P_i}{16 \cdot \rho \cdot c_p^2 \cdot P \cdot \tau^2} \frac{P_i}{V} \right]^{1/6} \quad (\text{VIII.5})$$

$$\min N_{Si} = \frac{3 c_p \cdot \tau^2 \cdot \mu \cdot R_{ei}}{2 k \cdot N \cdot u_i} \frac{A_{iopt}^2}{p_i \cdot V} \quad (\text{VIII.6})$$

Il résulte de (5) et (6), qu'à Re_i fixé, $\min N_{Si}$ est proportionnel à la racine cubique du rapport p_i/V .

• Conclusion

Les deux paragraphes précédents ont montré que le minimum de dissipation d'entropie est inversement proportionnel à la racine carrée de A , ou à la racine cubique de V . Il en résulte qu'une faible dissipation sera liée à un fort encombrement. En conséquence, l'optimisation finale portera sur le fonctionnement de l'appareil, mais aussi sur son coût global faisant intervenir à la fois le coût de fonctionnement et le coût d'investissement [8]. Néanmoins, l'approche développée ici est intéressante en ce sens qu'elle permet une meilleure compréhension et maîtrise des phénomènes fondamentaux en vue de la conception optimale

Des échangeurs. L'optimisation statique ou de conception des échangeurs de chaleur telle qu'elle a été abordée ici, peut aussi intégrer sous forme forfaitaire les phénomènes d'encrassement ; ceux-ci se traduisent par la prise en compte généralement, d'une résistance thermique supplémentaire apparaissant dans (18). Il est à noter alors que le développement est plus complexe.

VIII.2. Distribution optimale de la surface d'échange

VIII.2.1 Objectif [9]

Il s'agit de montrer que l'ajout de surface d'échange dans un échangeur doit se faire en un emplacement précis sur l'échelle des températures absolues pour que l'économie d'énergie soit maximale.

Ce problème revêt une importance particulière quand on sait que les échangeurs de chaleur occupent souvent de larges segments de l'échelle des températures absolues. À titre d'exemple, les cycles faisant intervenir la production de vapeur et la génération de puissance mécanique supposent une répartition de la surface d'échange entre 300 K et 850 K (bouilleur, surchauffeur, resurchauffeur, condenseur). Il en est de même dans les systèmes de liquéfaction de gaz et en cryogénie. Ces deux exemples les plus marquants n'en excluent pas d'autres.

VIII.2.2. Distribution de la surface d'échange sur l'échelle

$$K = 2\pi \frac{1}{\frac{1}{h_1 r_1} + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{h_2 r_2}}$$

Des températures absolues Soit une machine endoréversible en contact avec deux thermostats par l'intermédiaire d'échangeurs à surfaces finies (figure 1).

Les pincements d'échangeurs correspondants sont fournis par :

$$\Delta T_c = \frac{q_c}{u_c \cdot A_c} \quad ; \quad \Delta T_c = \frac{q_F}{u_F \cdot A_F} \quad (\text{VIII.7})$$

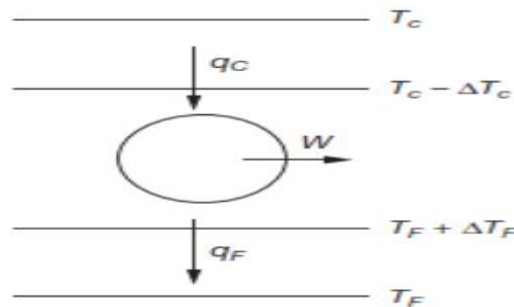


Figure VIII.1 : Schématisation d'une machine motrice endoreversible

On en conclut que le maximum de rendement est fourni par la machine pour laquelle le rajout de surface d'échange a été fait sur l'échangeur de plus basse température. La

Conclusion reste la même si on considère la création d'entropie associée aux écarts de température.

- Généralisation du résultat précédent

La démarche précédente a été appliquée à la distribution optimale de la sur-face allouée aux échangeurs chaud, froid et régénérateur de machines [9].

De même, [10] a montré comment on pouvait distribuer de façon optimale la surface d'un échangeur de chaleur en contact avec un réservoir de température variable $TR(x)$ mais supposée connue, de même que la densité linéique de flux, et le coefficient d'échange global surfacique $u(x)$.

Il ressort de ces études que la surface doit être distribuée préférentiellement là où la conductance surfacique de transfert est la plus basse.

VIII.2.3 Distribution de la surface d'échange

Pour un échangeur à contre-courant Si $TR(x)$ et $u(x)$ ne sont pas connus a priori, les résultats précédents ne sont pas applicables.

Toutefois, dans de nombreuses applications, il est possible d'avoir une approche suffisante de ces grandeurs. Pour être cohérent avec la démarche adoptée dans ce chapitre, on propose d'illustrer la méthode sur un échangeur à contre-courant.

Dans le cas d'un échangeur à contre-courant à débits symétriques présenté au paragraphe

VIII.3 Dimensionnement Et Optimisation Des Echangeurs Thermiques [15]

VIII.3.1 Introduction

Dans tout calcul d'échangeur de chaleur, le but est d'obtenir la récupération d'une certaine quantité de chaleur dans les conditions économiques optimales qui est un compromis entre les frais d'investissement et les frais opératoires.

VIII 3.1.1. Hypothèses

Tout d'abord les calculs sont réalisés sous certaines hypothèses simplificatrices :

- Régime permanent.
- Les caractéristiques des fluides (ρ , μ , λ , C_p) sont constantes.
- Les températures sont variables dans l'échangeur.
- La pression peu variable.
- Les fluides sont monophasiques « pas de changement de phase ».
- Le transfert thermique ne s'effectue que par convection et conduction.
- Echangeur adiabatique.

VIII.3.1.2. Dimensionnement

Le problème du dimensionnement thermique dans une installation industrielle commence tout d'abord, par la sélection du type d'échangeur adapté au problème posé, puis vient la phase de dimensionnement thermique proprement dite ; elle est destinée à fixer par le calcul de la surface d'échange nécessaire au transfert de puissance sur les fluides considérés.

Il existe deux méthodes de calcul et de dimensionnement des échangeurs de chaleur :

- Les méthodes analytiques : comme la méthode DTLM, et la méthode des NUT.
- Les méthodes numériques : méthode des volumes finis, éléments finis et différences

Finies.

VIII.3.1.3 Principes de Calcul

Deux types de calcul thermique sont envisageables pour la caractérisation de l'échangeur :

- La détermination de surface d'échange S connaissant la puissance échangée et les températures d'entrée et de sortie des deux fluides.
- La détermination des températures de sorties des fluides, connaissant leurs températures d'entrée et la surface d'échange.

VIII.3.2. Optimisation des échangeurs [16]

VIII.3.2.1 Introduction

Les échangeurs de chaleur ont des applications nombreuses et variées qui font qu'il existe une très grande variété de configurations. Celles-ci peuvent se différencier par la nature des Matériaux employés (métalliques, verres, plastiques, céramiques, graphite) ; le choix du matériau résulte souvent de contraintes d'usage, mais aussi de considérations économiques

Exemples :

- contraintes thermomécaniques (niveaux de température et pression) ; agressivité des produits traités (attaque chimique, corrosion) ; l'ammoniaque nécessite des conduits en acier
- la nature et les écoulements des fluides de transfert : liquide, gaz, mélanges polyphoniques (gaz liquide), liquide- particules, gaz particules); écoulements pulvérulents (poudres, grains) ;

La grande variété des solutions possibles conduit à l'optimisation de l'échangeur en situation. Il apparaît alors deux types successifs d'optimisation :

- L'optimisation statique de l'échangeur dans le système où le procédé : cette optimisation doit répondre à un dimensionnement optimal de l'échangeur pour un fonctionnement donné (optimisation de conception) ou à un fonctionnement optimisé pour un dimensionnement existant. Cette alternative à l'optimisation globale peut donner lieu à de variantes intermédiaires.
- A l'approche globale (systématique) précédente peut correspondre une approche locale, celle-ci correspond alors à l'optimisation dynamique de l'échangeur :

L'échangeur de chaleur étant en situation, ses conditions de fonctionnement peuvent varier avec le temps. Il s'agit alors d'optimiser dans le temps la performance de l'échangeur : optimisation du comportement en régime transitoire.

VIII.3.2.2 Optimisation statique d'échangeurs de chaleur

Optimisation au sens du premier principe : Le problème général revêt trois approches pratiques essentielles ; on cherche à l'usage d'un échangeur, soit à augmenter sa

Performance, soit à réduire les coûts qui lui sont associés, soit à réduire son encombrement. On remarquera qu'à ces trois objectifs peuvent correspondre des contraintes diverses.

Par ailleurs, la recherche du maximum d'efficacité thermodynamique coïncide généralement avec le minimum de coût de fonctionnement (première approche).

Quelques critères globaux : Parmi les critères d'évaluation de performance d'un échangeur, on retiendra la diminution de S (coût de fabrication) ; la diminution du coût mécanique (puissance de pompage, pertes de pression ou coût de fonctionnement).

Les fonctions objectives précédentes sont souvent associées à des contraintes.

VIII.3.2.3 Optimisation dynamique des échangeurs de chaleur

□ Transitoires longs ou courts :

Les Transitoires peuvent conduire à des réponses de l'échangeur très différentes. On distinguera les Transitoires longs des Transitoires courts.

Un exemple de Transitoires long en échangeur (ou Transitoires glissant) est l'encrassement des échangeurs. Un exemple de Transitoires courts est l'ouverture d'une vanne d'alimentation en fluide par tout ou rien. Ces deux exemples conduisent à des constantes de temps complètement différentes : de l'ordre de la journée au minimum dans le premier cas, de l'ordre de la seconde ou la minute, selon que l'on considère les aspects mécanique ou thermique dans le second cas.

□ Transitoires sur les températures ou puissances échangées :

La réponse de l'échangeur de chaleur peut être recherchée soit en température T (variable intensive), soit en quantité de chaleur échangée (variable extensive).

Les études les plus courantes dans la littérature sont relatives à la variable intensive T .

Nomenclature

Symbols	Description
BP	Basse pression
MP	Moyenne pression
HP	Haute pression
PAC	Pompe à chaleur
MCP	Matériaux à changement de phase
e	Epaisseur
λ	Conductivité thermique
h_c	Coefficient de convection du fluide chaud
h_f	Coefficient de convection du fluide froid
R_{ec}	Résistance d'encrassement coté du fluide chaud
R_{ef}	Résistances d'encrassement coté du fluide froid
T	Température
T_c	Température fluide chaud
T_f	Température fluide froid
T_{ce}	Température d'entrée du fluide chaud
T_{fe}	Température d'entrée du fluide froid
T_{fs}	Température de sortie du fluide chaud
T_{cs}	Température de sortie du fluide froid
NUT	Nombre d'Unité de Transfert
ΔT_{LM}	Différence de température logarithmique moyenne
ε	Efficacité
U	Coefficient d'échange global

Φ	Flux échangée (flux)
\dot{m}_c	Débits massiques du fluide chaud
\dot{m}_f	Débit massique du fluide froid
C_{pc}	Chaleur massique du fluide chaud
C_{pf}	Chaleur massique du fluide froid
q_c	Débit calorifique du fluide chaud
q_f	Débit calorifique du fluide froid
S	Surface
R	Rapport des chaleurs massiques
S	Surface d'échange
δ	Épaisseur de couche limite dynamique

Références bibliographiques

1. Bontemps. A, Guarrigue.A, Goubier.C, Huetz.J, Marvillet.C, Mercier.P, Vidil.R. Echangeurs De Chaleur, Techniques De L'ingénieur, Traité Génie Énergétique, Encyclopédie De L'énergie.
2. Michel Feidt, Lavoisier Tec Et Doc, Thermodynamique Et Optimisation Énergétique Des Systèmes Et Procédés .
3. Abdallah Haouam ,Recherche Gate Les Échangeurs De Chaleur November 2021 Doi: 10.13140/Rg.2.2.23394.66247.
4. Marvillet.C, Manificat.A, Berrada.N Et Weber.C (2014). E.Book tome 1: Echangeurs Thermiques -: Technologies, Conception Et Dimensionnement, Greth.
5. Bricard.A, Tadriss L (1996). Initiation Aux Échangeurs Thermiques À Contact Direct. Collection « échangeurs De Chaleur », Greth & Iusti, Lavoisier Tec&Doc, Juin 1996.
6. Mme.J.Sghaier, Ecole Nationale D'ingénieurs De Monastir .
7. Declaye Sébastien, Gendebien Samuel Et Lemort Vincent, P 31 Les Échangeurs De Chaleur , The Thermodynamics Laboratory University Of Liège.
8. Pierre Dac , Méthode Générale De Calcul Pour Les Échangeurs .
9. Wiley Online Library V65 Issue1 February 1987 Pages 175-176 The Canadian Journal of Chemical Engineering.
10. Marvillet & Messan, Congrès Tec 88.
11. Novak Zuber And The Drift Flux Model Volume 25, Issue 2-4, 2013, Pp. 107-112 Doi: 10.1615/Multscientech.V25.I2-4.30 Thayer School Of Engineering, Dartmouth College, Usa .
12. John R Référence Spéciale:Thome, Engineering Data Book Iii. Wolverine Tube Inc. 2004.
13. Yves Jannot 2012, Coefficient Global De Transfert ; Ecole Des Mines Nancy .
14. Marvillet.C, Manificat.A, Berrada.N Et Weber.C (2014). E.Book tome 1, Op. Cit.
15. Docteur Fateh Mebarek Oudinat, Les Échangeur De Chaleur Cours Et Exercices Corrigés 2014.
16. MEBARKI Brahim. Transfert thermique : cours et travaux dirigés. Université TAHRI Mohamed de Béchar, 158p 2022.
17. MEBARKI Brahim. Echangeur de chaleur : cours et travaux dirigés. Université TAHRI Mohamed de Béchar, 2020.
18. Theodore I. Bergman, Adrienne S. Lavine, Frank P. Incropera, David P. Dewitt. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. Seventh edition. New York : John Wiley & Sons, 2011.