

1. PREAMBULE - BIBLIOGRAPHIE

Ce domaine de la thermodynamique est, comme tous les autres, très vaste et il serait illusoire, voire même présomptueux, de vouloir présenter en quelques pages tout ce qui traite de la transmission de la chaleur.

Ce cours n'est qu'un essai de présentation succincte des phénomènes d'échange de chaleur et de leur calcul, sans aucune prétention d'originalité et volontairement orienté vers les applications pratiques; il résulte notamment d'une mise à jour ordonnée des divers documents d'enseignement établis antérieurement.

Il existe une littérature plus qu'abondante sur ce sujet; parmi celle-ci, le lecteur qui s'intéresse à ces questions peut lire avec grand profit les ouvrages cités ci-dessous et qui, d'ailleurs, ont été consultés pour la préparation de ce cours qui leur est redevable de nombreux emprunts et citations :

M. Bailly THERMODYNAMIQUE TECHNIQUE Ed. Bordas / 1971  
 A. Bowman, A.C. Mueller, MEAN TEMPERATURE DIFFERENCE IN DESIGN  
 W.N. Nagle Trans. Amer. Soc. Mech. Engr. 62 / 1940  
 I. Chvetz et al. THERMIQUE GENERALE Ed. de Moscou / 1966  
 \*\*\* G. Cornaz SECHAGE / ECHANGE DE CHALEUR / EVAPORATION ET CONDENSATION Ed. Médecine et Hygiène / 1963  
 C. Fabry PROPAGATION DE LA CHALEUR Coll. A. Colin / 1949  
 R. Gregoris ECHANGEURS DE CHALEUR Libr. Béranger / 1965  
 J.M. Kay INTRODUCTION A LA MECANIQUE DES FLUIDES ET A LA TRANSMISSION DE LA CHALEUR Ed. Dunod / 1964  
 H.H. Mac Adams HEAT TRANSMISSION Ed. Dunod / 1961  
 M. Mykheyev FUNDAMENTALS OF HEAT TRANSFER Ed. de Moscou / 1966  
 M. Ten Bosch DIE WÄRMETRANSFER Verlag Springer / 1936  
 --- VDI - WÄRMETAS VDI-Verlag / 1960

Il faut également se référer aux bibliographies données dans les autres cours et signaler les articles régulièrement publiés dans les périodiques spécialisés.

\*\*\* Ouvrage remarquable, complet et directement utilisable en pratique.

2. MODES DE TRANSMISSION DE LA CHALEUR

La transmission de la chaleur - la science de la propagation de la chaleur - est un phénomène qui joue un rôle fondamental dans tout ce qui nous entoure; c'est grâce à lui que la vie est possible sur la Terre qui, dans son atmosphère, transfère en chaleur l'énergie venue du Soleil.

La transmission de la chaleur met en oeuvre plusieurs mécanismes très différents qu'il est plus facile d'étudier séparément mais qui, en réalité, interviennent presque toujours de manière combinée.

2.1 Généralités

La transmission de la chaleur est un phénomène lié aux lois de la conservation de l'énergie.

Elle est essentiellement régie par des lois de portée générale énoncées d'une part par I. NEWTON (1701 / Convection) et J. FOURIER (1822 / théorie analytique

de la chaleur).

Ceci explique d'ailleurs pourquoi la chaleur est considérée comme un fluide qui se conserve car, à l'époque, les physiciens utilisaient la notion de "calorique" (fluide indestructible et sans masse) à l'aide duquel ils tentaient d'expliquer la chaleur et son transfert.

2.2 Sens naturel d'écoulement de la chaleur

Le 2e principe de la thermodynamique spécifie que la chaleur ne peut s'écouler d'elle-même que d'un corps chaud à un corps moins chaud, ce qui est pleinement confirmé par l'expérience quotidienne.

Cet écoulement de la chaleur peut également s'effectuer à l'intérieur d'un corps, d'une zone chaude vers une zone moins chaude.

Il est bien évident que les notions de "chaud" et de "froid" utilisées ci-dessus sont à dissocier totalement de la notion de quantité de chaleur, la température étant la mesure de "l'altitude énergétique" d'une quantité de chaleur.

2.3 Modes de transmission de la chaleur

Trois modes de transmission interviennent dans les échanges de chaleur :

- la CONVECTION : - transfert de chaleur surface → fluide (liquide ou gazeux)  
 - nécessite un support matériel,
- la CONDUCTION : - transfert de chaleur au sein d'un corps ou entre deux corps mis en contact,  
 - nécessite un support matériel,
- le RAYONNEMENT : - transfert de chaleur par phénomènes électromagnétiques,  
 - ne nécessite pas de support matériel.

Cette classification a cependant un caractère quelque peu artificiel car, dans la plupart des cas, les trois modes de transmission interviennent simultanément.

C'est d'ailleurs principalement le cas pour la convection qui est presque tous les jours accompagnée par le rayonnement, notamment pour tous les échanges de chaleur s'effectuant à des températures élevées.

3. CONVECTION

Comme cela a été dit plus haut, le transfert de chaleur par convection est celui qui se produit entre une surface et le milieu fluide qui la baigne, ce fluide pouvant être liquide ou gazeux.

3.1 Nature de la convection

Le phénomène de convection se produit lorsqu'il y a mouvement relatif et différence de température entre une surface et le milieu fluide qui la baigne.

La convection peut être :

- naturelle : lorsque le mouvement du fluide n'est dû qu'aux courants provenant des différences de température qui engendrent les modifications de masse volumique, en l'absence de toute agitation créée par un moyen mécanique extérieur,
- forcée : lorsque le mouvement du fluide est provoqué par un moyen mécanique extérieur (pompe / ventilateur / etc.).

D'autre part, selon les conditions du mouvement et de la géométrie des corps, l'écoulement peut se faire sous des régimes différents :

- régime laminaire : les filets fluides se déplacent parallèlement à eux-mêmes et aux parois,
- régime turbulent : les trajectoires des filets fluides sont quelconques et les diverses couches de fluide sont énergiquement mélangées.

Le critère définissant le régime d'écoulement est le nombre de Reynolds  $Re$ , la transition **LAMINAIRE**  $\rightarrow$  **TURBULENT** s'effectuant théoriquement pour  $Re = 2320$ .

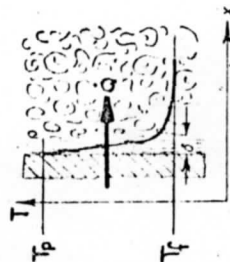
En réalité, ce passage se fait par un régime transitoire dont le nombre de Reynolds est compris entre 2'300 et une limite supérieure variable selon les cas (entre 5'000 et 10'000, voire même plus).

La figure ci-contre montre l'allure des trajectoires des filets fluides en fonction des régimes d'écoulement :

- laminaire
- transitoire
- turbulent

La nature du phénomène convectif dépend essentiellement du régime d'écoulement du fluide :

- en régime laminaire :
  - la chaleur s'échange dans une direction perpendiculaire à la paroi et principalement par conduction,
  - l'importance de cet échange est déterminé par la conductivité thermique du fluide.
- en régime turbulent :
  - l'échange de chaleur par conduction intervient uniquement dans la couche limite laminaire,
  - la chaleur est ensuite transférée au fluide en écoulement turbulent par l'intense brassage des particules.



Dans ce dernier régime, l'intensité de l'échange de chaleur résulte principalement de la conductivité thermique de la couche limite, celle du fluide lui-même n'intervenant qu'avec une importance secondaire.

3.2 Equation générale de la convection

En régime permanent, la quantité de chaleur transmise par convection est donnée par la relation générale de NEWTON :

$$\dot{Q} = \int \alpha \cdot S \cdot dT$$

En s'intéressant à la puissance thermique transmise et définissant la proportionnalité, (1) devient :

$$\dot{Q} = \int \alpha \cdot S \cdot dT$$

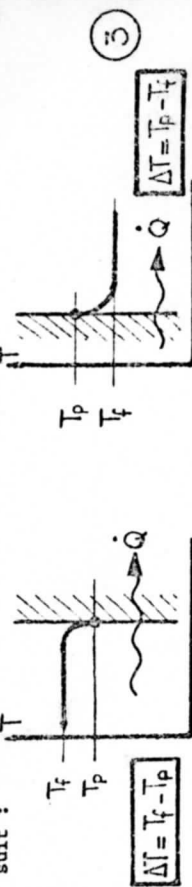
- $\dot{Q}$  : puissance thermique (W)
- $\alpha$  : coefficient de convection ( $W/m^2 \cdot K$ )
- $S$  : surface d'échange ( $m^2$ )
- $\Delta T$  : différence de température (K)

$$\dot{Q} = \alpha \cdot S \cdot \Delta T$$

La résistance thermique à la convection vaut alors :

$$R_{cv} = \frac{\Delta T}{\dot{Q}} = \frac{1}{\alpha S}$$

Selon le sens de l'échange, la différence de température  $\Delta T$  s'établit comme suit :



Le coefficient de convection  $\alpha$  exprime la quantité de chaleur transférée par convection durant l'unité de temps au-travers d'une unité de surface et pour 1 K de différence de température.

L'utilisation de la relation (2) est aisée car, de fait, toute la complexité de la convection et les difficultés qui en résultent sont incorporées dans le coefficient de convection  $\alpha$  dont la détermination pose de très sérieux problèmes.

REMARQUE

Dans le système d'unités technique, le coefficient de convection  $\alpha$  s'exprime en  $kcal/m^2 \cdot h \cdot K$ .

La conversion est la suivante :  $1 W/m^2 \cdot K \Rightarrow 0,86 kcal/m^2 \cdot h \cdot K$   
 $1 kcal/m^2 \cdot h \cdot K \Rightarrow 1,16 W/m^2 \cdot K$

3.3 Facteurs influençant la valeur du coefficient  $\alpha$

Toutes les études faites pour déterminer la valeur du coefficient de convection  $\alpha$  montrent qu'il est une fonction complexe de très nombreuses variables dont les plus importantes sont données ci-dessous :

- les grandeurs géométriques du corps
  - une grandeur linéaire caractéristique  $L$  (m)
  - la température de la surface d'échange  $T_s$  (K)
  - la vitesse du fluide  $c$  (m/s)
  - la température du fluide  $T_f$  (K)
- les propriétés physiques du fluide :
  - conductivité thermique  $\lambda$  ( $W/m \cdot K$ )
  - chaleur spécifique isobare massique  $c_p$  ( $J/kg \cdot K$ )
  - masse volumique  $\rho$  ( $kg/m^3$ )
  - viscosité dynamique  $\eta$  ( $kg/m \cdot s$ )
  - viscosité cinématique  $\nu$  ( $m^2/s$ )
  - diffusivité thermique  $a$  ( $m^2/s$ )
  - tension superficielle  $\sigma$  (N/m)
- etc.

On a donc :

$$\alpha = f(L, T_s, c, T_f, \lambda, \rho, \eta, \nu, a, \sigma, \dots)$$

L'échange de chaleur par convection doit être étudié simultanément théoriquement et expérimentalement car les lois à disposition ne suffisent pas, à elles seules, à traduire par le calcul le processus convectif en écoulement turbulent ; ce n'est que la prise en considération conjointe des résultats obtenus par les deux méthodes qui permet l'établissement de théories générales reposant sur l'utilisation des lois de la similitude issues de la mécanique des fluides.

3.4 Méthode empirique

A partir des résultats expérimentaux obtenus au cours d'essais ou lors de mesures sur des installations en service, de nombreuses relations simplifiées ont été établies pour des cas limités.

Le tableau ci-dessous donne quelques exemples de telles formules dont l'emploi doit se faire avec prudence.

C < 5 m/s		C > 5 m/s
Courant d'air parallèle à une surface plane		
$\alpha$ [W/m <sup>2</sup> .K] ⇒		
5,6 + 3,9.c	Lisse	7,10.c <sup>0,78</sup>
5,9 + 3,9.c	Moyen	7,12.c <sup>0,78</sup>
6,1 + 3,9.c	Rugueux	7,13.c <sup>0,78</sup>
$\alpha = 7,70 \frac{c^{0,75}}{4\sqrt{d}}$		d [m] $\alpha$ [W/m <sup>2</sup> .K]
Air à température normale / tube perpendiculaire au courant $\alpha$ [W/m <sup>2</sup> .K]		
Tube en acier rugueux		
Fluide à l'intérieur du tube		
AIR	$\alpha = (4,12 + 0,195 \frac{T_0}{100}) \frac{c^{0,75}}{4\sqrt{d}}$	$\frac{c^{0,75}}{4\sqrt{d}}$
GAZ VAPEUR	$\alpha = 22,5 \cdot \varphi^{0,06} \cdot \lambda^{0,19} \cdot \frac{c^{0,75}}{4\sqrt{d}}$	$\frac{c^{0,75}}{4\sqrt{d}}$
EAU LIQUIDE	$\alpha = 1,035 (1 + 0,015 T_0) \frac{c^{0,87}}{d^{0,13}}$	$\frac{c^{0,87}}{d^{0,13}}$
T <sub>0</sub> [C]	c [m/s]	d [m]
φ [J/kg.K]	λ [W/m.K]	

5

3.5 Méthode basée sur les lois de la similitude

Cette méthode est la seule qui permette une détermination sûre de la valeur du coefficient  $\alpha$ .

3.5.1 Lois et conditions de similitude

La théorie de la similitude précise les conditions qui doivent être respectées afin de pouvoir considérer que deux phénomènes sont semblables entre eux.

Elle indique donc quels sont les phénomènes réels auxquels il est possible d'étendre les résultats et conclusions établis à partir d'expériences faites sur des modèles ou des dispositifs analogues.

3.5.2 Théorèmes de la similitude

La théorie de la similitude repose sur trois théorèmes fondamentaux :  
a. les phénomènes qui sont semblables entre eux ont les mêmes critères de similitude;

b. la relation qui existe entre les variables caractéristiques d'un phénomène quelconque peut être exprimée par une relation qui existe entre les critères de similitude  $K_1, K_2, \dots, K_n$  :

$$f(K_1, K_2, \dots, K_n) = 0$$

(c'est l'équation de similitude)

c. deux phénomènes sont semblables entre eux si les grandeurs de même nature sont semblables entre elles et si les critères établis à partir de ces rapports de similitude particuliers sont numériquement égaux dans les deux phénomènes.

Les critères de similitude sont des combinaisons sans dimensions constitués par plusieurs variables choisies parmi celles qui caractérisent le phénomène considéré.

Ils sont habituellement désignés par les deux premières lettres du nom du savant qui s'est rendu célèbre dans le domaine scientifique correspondant (exemple : nombre de Reynolds / Re).

3.5.3 Conditions de similitude

Le 3e théorème ci-dessus précise les conditions qui sont suffisantes pour que deux phénomènes soient semblables entre eux; ce sont :

- les conditions géométriques : elles caractérisent la forme et les dimensions du corps dans lequel le phénomène se déroule,
- les conditions physiques : elles caractérisent les propriétés physiques du milieu et du corps,
- les conditions aux limites : elles caractérisent les particularités du déroulement du phénomène sur les limites du corps,
- les conditions de temps : elles caractérisent les particularités du déroulement du phénomène dans le temps.

A ces conditions de nature géométrique et hydrodynamique, il faut ajouter des critères de similitude thermique pour les phénomènes thermiques : ces critères particuliers expriment que les systèmes considérés sont également semblables au point de vue thermique.

3.5.4 Température de référence

L'établissement des critères de similitude ainsi que le calcul subséquent du coefficient  $\alpha$  nécessite l'emploi des caractéristiques physiques du fluide considéré; or, ces caractéristiques varient notamment en fonction de la température.

Il est donc nécessaire d'adopter une température de référence pour la valeur de laquelle seront choisis toutes les valeurs correspondantes des caractéristiques physiques.

Il existe plusieurs relations, les plus usuelles étant celles données ci-dessous :

A. Forme usuelle :

$$\bar{T}_R = 0,5 [0,5 (T_s + T_e) + \bar{T}_p]$$

- $\bar{T}_R$  : temp. moyenne de référence (K)
- $T_e$  : temp. d'entrée du fluide (K)
- $T_s$  : temp. de sortie du fluide (K)
- $\bar{T}_p$  : temp. moyenne de la paroi en contact avec le fluide (K)

6

B. Pour les fluides avec  $0.7 \leq Pr \leq 300$   
(formule de ROEMANN)

$$\bar{T}_R = \bar{T}_f - \frac{0.1 \cdot Pr + 40}{Pr + 72} (\bar{T}_f - \bar{T}_p) \quad (7)$$

$T_f$  : temp. moyenne du fluide (K)

Normalement, la température de référence doit être indiquée avec chaque relation de calcul des critères de similitude.

3.5.5 Critères de similitude pour les phénomènes thermiques  
Les différents critères de similitude intervenant dans la détermination des échanges de chaleur convectifs sont les suivants :

A. Critère de similitude hydrodynamique

A.1 Nombre de REYNOLDS

- il exprime le rapport entre les forces d'inertie et les forces de viscosité :

$$Re = \frac{c \cdot L \cdot \mu}{\eta} = \frac{c \cdot L}{\nu} \quad (8)$$

B. Critères de similitude thermique

B.1 Nombre de PECLET

- il exprime le rapport des flux thermiques par convection et par conduction dans un échange de chaleur convectif :

$$Pe = \frac{c \cdot \mu \cdot \varphi \cdot \Delta T \cdot L}{\lambda \cdot \Delta T} = \frac{\mu \cdot \varphi}{\lambda} \cdot c \cdot L \Rightarrow Pe = \frac{c \cdot L}{a} \quad (9)$$

avec  $a = \frac{\lambda}{\mu \cdot \varphi}$  : diffusivité thermique [ $m^2/s$ ] (symbole :  $a$  ou  $\lambda$ )

- relation complémentaire :  $Pe = Pr \cdot Re$  (10)

B.2 Nombre de PRANDTL

- il exprime le rapport entre les forces de viscosité et le flux de chaleur et ne dépend que des caractéristiques physiques du fluide :

$$Pr = \frac{\eta \cdot \varphi}{\lambda} = \frac{\nu}{a} \quad (11)$$

- relation complémentaire :  $Pr = \frac{Pe}{Re}$  (12)

B.3 Nombre de NUSELT

- il caractérise l'intensité de l'échange de chaleur sur la limite "fluide / surface" :

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \quad (13)$$

- relations complémentaires :  $Nu = Re \cdot St = Pr \cdot Re \cdot St$  (14)

B.4 Nombre de STANTON (ou de MARGOULIS)

- il exprime le rapport entre les flux thermiques total et par convection dans un échange de chaleur convectif :

$$St = \frac{\alpha}{c \cdot \mu \cdot \varphi} \quad (15)$$

B.5 Nombre de STEFAN (ou de THIRING)

- il exprime le rapport entre les flux thermiques par convection et par rayonnement dans un échange de chaleur convectif :

$$St_f = \frac{c \cdot \mu \cdot \varphi}{\varepsilon \cdot C_s \cdot T_s} \quad (16)$$

B.6 Nombre de FOURIER

- il concerne uniquement les échanges de chaleur en régime instationnaire,

- il exprime le rapport entre les quantités de chaleur absorbées et cédées par conduction et celles accumulées pendant le temps  $t$  :

$$Fo = \frac{\lambda \cdot t}{\mu \cdot \varphi \cdot L^2} = \frac{a \cdot t}{L^2} \quad (17)$$

B.7 Nombre de GRASHOF

- il caractérise la transmission de la chaleur en convection naturelle,

- il exprime le rapport entre les forces de viscosité et les forces ascensionnelles créées dans le fluide par les différences de température qui y règnent :

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot L^3 \cdot \Delta T}{\nu^2} \quad \beta : \text{coefficient de dilatation cubique (} \approx \text{ exposant isobare)}$$

Pour un fluide parfait :

$$\beta = \frac{1}{T}$$

$$Gr = \frac{\Delta T}{T} \cdot \frac{g \cdot L^3}{\nu^2} \quad (18)$$

B.8 Nombre de FROUDE

- il caractérise la transmission de chaleur par convection naturelle,

- il exprime le rapport entre les forces de gravité, de viscosité et d'inertie :

$$Fr = \frac{c^2}{g \cdot L} \quad (19)$$

B.9 Nombre de WEBER

- il caractérise la transmission de chaleur lors de la convection avec changement de phase (évaporation - condensation),

- il exprime le rapport entre les forces d'inertie et les forces de tension superficielle :

$$We = \frac{\mu \cdot c^2 \cdot L}{\sigma} \quad (20)$$



B.10 Nombre de RAYLEIGH

- il exprime la relation entre les nombres de Grashof et de Prandtl :

$Ra = Gr \cdot Pr$  (21)

3.5.6

Utilisation des critères de similitude

D'une manière générale, lors de l'examen d'un échange de chaleur convectif, l'inconnue à établir est le coefficient de convection  $\alpha$ .

Pour cette raison, l'équation de similitude concernant la transmission de chaleur par convection exprime le nombre de Nusselt Nu en fonction des autres critères sous la forme générale suivante :

$Nu = f(Fo, Pe, Re) = f(Fo, Re, Pr)$

Toutefois, comme la similitude thermique est impossible sans la similitude hydro-mécanique simultanée, il faut également introduire les critères Re et Gr dans l'équation de similitude comme variables indépendantes.

L'équation Générale finale de similitude pour la transmission de la chaleur par convection est alors :

$Nu = f(Fo, Re, Pe, Gr)$  ou  $Nu = f(Fo, Re, Gr, Pr)$

Ces relations générales se simplifient lorsqu'elles sont appliquées à des cas particuliers; par exemple :

- échange de chaleur en régime stationnaire : Fo est éliminé,
- échange de chaleur par convection forcée : Gr est éliminé parce que la convection naturelle peut être négligée,
- échange de chaleur par convection naturelle : Re est éliminé.

D'où il résulte les formes particulières suivantes en fonction des cas d'échange de chaleur :

- convection naturelle en régime permanent :  $Nu = f(Gr, Pr)$
- convection forcée en régime permanent :  $Nu = f(Re, Pr)$

- entre deux fluides ayant même Pr :

$$\frac{Nu}{Pr} = f(Gr) \quad \text{convection naturelle}$$

$$\frac{Nu}{Pr} = f(Re) \quad \text{convection forcée}$$

Aucune de ces relations de similitude n'est de portée générale; aussi en existe-t-il un très grand nombre établies pour des cas spécifiques d'échange de chaleur.

A chaque fois, le domaine de validité, la longueur caractéristique L et la température de référence  $T_R$  sont précisés (ou devraient l'être !).

3.5.7

Convection sans changement de phase

Ces quelques relations de similitude sont données à titre d'exemple :

A. Convection naturelle

A.1 Le long d'une paroi (selon KAY / pages 171-172)

- pour  $10^4 \leq Ra \leq 10^8$  :  $Nu = 0,56 \cdot Gr^{0,15} \cdot Pr^{0,15}$  (22)
- pour  $Ra \geq 10^9$  / a. gaz :  $Nu = 0,42 \cdot Gr^{0,33} \cdot Pr^{0,33}$
- b. liquide :  $Nu = 0,47 \cdot Gr^{0,33} \cdot Pr^{0,33}$

L : longueur de la paroi dans le sens de l'écoulement

A.2 Autour d'un cylindre horizontal (selon KAY / pages 171-172)

- pour  $Ra \leq 10^8$  :  $Nu = 0,47 \cdot Gr^{0,15} \cdot Pr^{0,15}$  (23)

L =  $D_e$  / diamètre extérieur du cylindre

A.3 Dans un cylindre circulaire vertical (selon GREGORIG / page 36)

- pour  $Ra \leq 10^8$  :  $Nu = \frac{1}{16} \cdot \frac{r}{H} \cdot (Gr \cdot Pr) \left[ 1 - e^{-\frac{0,5H}{r \cdot Gr \cdot Pr}} \right]$  (24)

r : rayon intérieur du tube / H : hauteur du tube

B. Convection forcée

B.1 Dans un tube de section circulaire (selon KAY / pages 162-163)

- pour de l'eau liquide :  $Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$  (25)
- pour un gaz :  $Nu = 0,34 \cdot Re^{0,5}$

L =  $D_i$  / diamètre intérieur du tube

B.2 Le long d'une paroi plane (selon MERKHEV / page 113)

- pour de l'air :  $Nu = 0,032 \cdot Re^{0,8}$  (26)

L : longueur de la plaque dans le sens de l'écoulement  
 $T_R$  : température initiale de l'air

B.3 Pour des métaux liquides dans un tube de section circulaire

(selon Palmer & Platt - FAST REACTORS / Temple Press 1961)

- équation de LYON-MARTINELLI :  $Nu = 7 + 0,025 \cdot Pe^{0,8}$
- équation de DEISSLER :  $Nu = 6,3 + 2,72 \cdot 10^{-4} \cdot Pe^{1,3}$
- équation de LUBARSKY-KAUFMANN :  $Nu = 0,25 \cdot Pe^{0,4}$
- équation de AZER-CHAO :  $Nu = 5 + 0,05 \cdot Pr^{0,25} \cdot Pe^{0,17}$

L =  $D_i$  / diamètre intérieur du tube (27)

\*\* Métaux liquides : bismuth / plomb / alliages de sodium et potassium / alliage eutectique de bismuth et de plomb.

3.5.8 Convection avec changement de phase

Lors du changement de phase LIQUIDE → VAPEUR, c.à.d. lors de l'ébullition d'un liquide ou de la condensation d'une vapeur, les échanges de chaleur qui accompagnent ces phénomènes se déroulent dans un milieu bi-phasé; de ce fait, ils sont très complexes.

Pour déterminer le coefficient de convection  $\alpha$ , on part usuellement de travaux expérimentaux dont les résultats sont ensuite généralisés par l'établissement des critères de similitude et des équations de similitude qui en découlent.

A. EVAPORATION

Lorsqu'une paroi baignée par un liquide est suffisamment chauffée, des bulles de vapeur apparaissent sur la surface en contact avec le liquide.

Si l'apport de chaleur est constant, ces bulles de vapeur se produisent toujours aux mêmes endroits; ces points correspondent à une structure donnée de la surface car aucune paroi ne peut être considérée comme parfaitement homogène tant au point de vue physique que chimique.

L'échange de chaleur qui accompagne l'ébullition dépend dans une forte mesure du régime d'ébullition, celui-ci pouvant prendre la forme nucléée ou la forme pelliculaire.

En effet, au cours de l'ébullition, la température du liquide immédiatement en contact avec la paroi chaude (couche de l'ordre de 2 à 5 mm) est supérieure à la température de saturation; il s'établit ainsi un écart de température  $\Delta T_{ps}$  entre la température de la paroi et celle de saturation.

Cet écart de température  $\Delta T_{ps}$  est d'autant plus grand que la charge thermique surfacique de la paroi chaude  $Q_*$  est plus élevée.

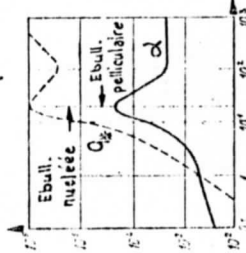
Ce phénomène est mis en évidence sur la figure ci-contre qui montre l'allure générale de la variation de  $\alpha$  et de  $Q_*$  en fonction de  $\Delta T_{ps}$ .

On peut voir que :

- a. après une première zone d'accroissement lent (zone d'échange par convection naturelle), la valeur de  $\alpha$  s'accroît fortement avec  $Q_*$  à cause de l'intensification du mouvement des bulles qui provoque une augmentation corrélative de la convection,
- b. la valeur de  $\alpha$  passe par un maximum, caractérisé par le  $\Delta T_{ps}$  critique, délimitant les domaines de l'ébullition nucléée et de l'ébullition pelliculaire.
- c. dans ce dernier domaine, la valeur de  $\alpha$  diminue parce que l'épaisseur de la pellicule de vapeur en contact avec la paroi augmente entraînant une diminution de sa conductivité thermique.

En pratique, il y a donc avantage à rester dans la zone d'ébullition nucléée, le plus près possible de la valeur critique de  $\Delta T_{ps}$ .

$\alpha$  [ $W/m^2.K$ ]  
 $Q_*$  [ $W/m^2$ ]



Le diagramme ci-contre donne la variation du coefficient  $\alpha$  en fonction de  $Q_*$  pour la vaporisation de l'eau sous différentes pressions.

Ce diagramme concerne la vaporisation dans la zone d'ébullition nucléée uniquement.

La relation numérique d'établissement est :

$$\alpha = 1,95 \cdot P^{0,14} \cdot q_*^{0,72} \quad (28)$$

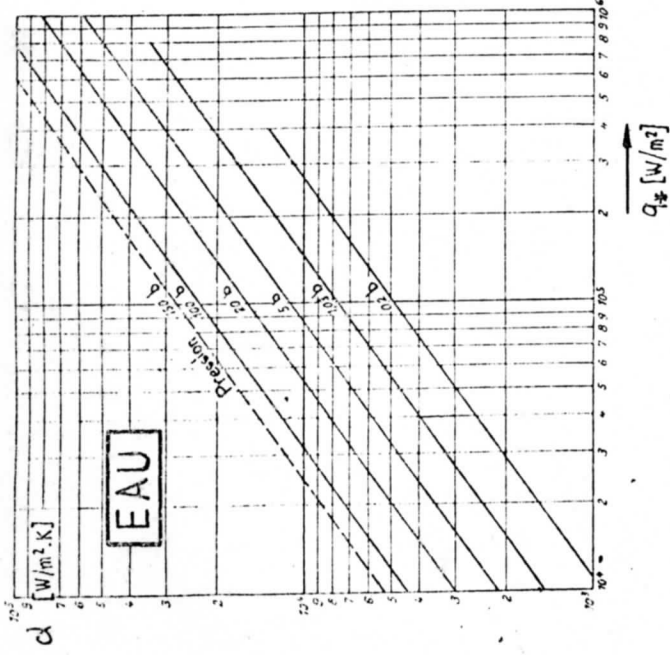
avec

$q_*$  : charge thermique surfacique ( $W/m^2$ )

P : pression abs de saturation (bar)

$\alpha$  : coefficient de convection ( $W/m^2.K$ )

(selon VDI-Wärmeatlas / Hb2)



B. CONDENSATION

Lorsque de la vapeur entre en contact avec une surface dont la température est inférieure à la température de saturation de cette vapeur, il se produit une condensation sur cette surface par dépôt de liquide.

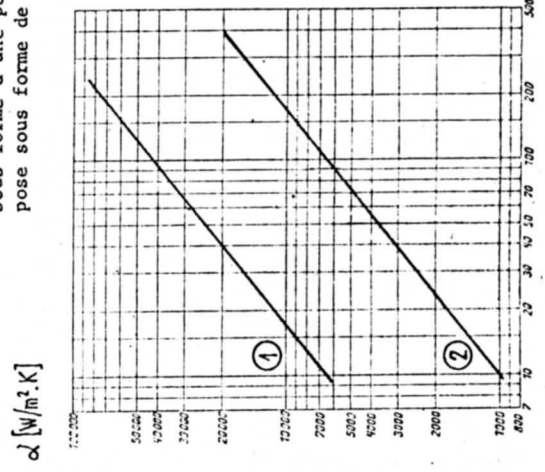
L'échange de chaleur convectif dépend de la manière dont s'effectue cette condensation qui peut être pelliculaire - le liquide se dépose sous forme d'une pellicule - ou par gouttelettes - le liquide se dépose sous forme de gouttelettes.

Bien que ce dernier régime soit nettement plus favorable pour l'échange thermique, la condensation est usuellement pelliculaire dans les appareils industriels; en effet, la condensation par gouttelettes est très instable et dépend de l'état de la surface de contact (forme / rugosité / propreté / etc.).

Le diagramme ci-contre donne la variation du coefficient  $\alpha$  en fonction du produit  $[c \cdot \mu]$  de la vapeur considérée, pour une pression de 1 bar abs (selon VDI-Wärmeatlas / Ja9):

$c$  : vitesse de la vapeur (m/s)  
 $\mu$  : masse volumique de la vapeur ( $kg/m^3$ )

- ① Vapeur d'eau
- ② Vapeur d'un fluide organique



(c.μ) [ $kg/s.m^2$ ]

Pour la zone de la condensation pelliculaire, Nusselt a établi diverses relations; celles qui sont données ci-dessous sont valables pour une vitesse de vapeur  $< 5$  m/s :

$$\alpha_v = 9,3 \sqrt{\frac{A}{H \cdot \Delta T_{sp}}}$$

$$\alpha_h = 7,9 \sqrt{\frac{A}{D_e \cdot \Delta T_{sp}}}$$

$$A = \frac{q_v \cdot \lambda_c \cdot \lambda_c}{\eta_c} \quad (29)$$

- plaque ou tube vertical
- tube horizontal

- $\alpha$  : coefficient de convection ( $W/m^2 \cdot K$ )
- H : hauteur de la plaque ou du tube vertical (m)
- $D_e$  : diamètre extérieur du tube horizontal (m)
- $q_v$  : chaleur latente de condensation de la vapeur ( $kJ/kg$ )
- $\lambda_c$  : masse volumique du condensat ( $kg/m^3$ )
- $\eta_c$  : coefficient de conduction thermique du condensat ( $W/m \cdot K$ )
- $\Delta T_c$  : viscosité dynamique du condensat ( $kg/s \cdot m$ )
- $\Delta T_{sp}$  : différence de température entre la température de saturation de la vapeur et la température de la paroi ( $\Delta T_{sp} = T_s - T_p$ ) (K)

D'une manière générale, H est toujours supérieur au  $D_e$  et il en résulte que le coefficient  $\alpha$  d'un tube horizontal est toujours plus élevé que celui d'un tube vertical; pour cette raison, les condenseurs utilisent le plus souvent des tubes horizontaux.

Dans les condenseurs, il est primordial d'évacuer régulièrement et complètement les gaz incondensables (l'air notamment) qui peuvent être mélangés à la vapeur car leur présence sur les surfaces d'échange diminue considérablement l'échange thermique (évacuation par aspiration / par courants déviés / etc.).

A titre d'exemple, la présence de 1 % d'air dans de la vapeur d'eau à condenser réduit l'échange de chaleur par convection d'environ 60 %.

4. CONDUCTION

La première étude mathématique du phénomène de propagation de la chaleur par conduction est due à J. FOURIER qui en a posé les bases essentielles dans sa remarquable théorie publiée en 1822.

4.1 Equation de Fourier

Pour établir cette équation, il est admis que le milieu où se produit la propagation de chaleur est homogène et isotrope et que le phénomène se déroule en régime permanent.

D'autre part, les surfaces lieux des points où règne la même température sont nommées surfaces isothermes.

4.1.1 Constatations expérimentales

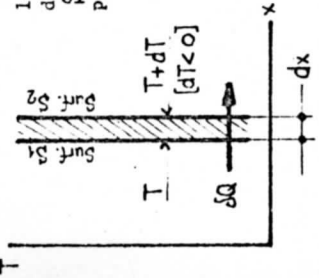
L'expérience montre que pour un corps donné :

- a. la propagation par conduction de la chaleur se fait de proche en proche, c.à.d. que ce qui se passe dans une tranche d'épaisseur  $dx$  ne dépend pas de l'état des parties éloignées,
- b. la cause de la transmission de chaleur à travers cette tranche est la différence de température  $dT$  qui règne entre ses deux faces,
- c. la transmission de la chaleur est, pour une même différence de température  $dT$ , d'autant plus grande que l'épaisseur  $dx$  est plus petite.
- d. la transmission est proportionnelle à la surface d'échange  $dS$ .

En groupant les constatations b et c, on obtient le gradient de température  $dT/dx$  qui exprime la variation de la température en fonction de l'épaisseur de la tranche à travers de laquelle s'effectue la propagation de la chaleur.

4.1.2 Théorie et équation de Fourier

Partant des constatations expérimentales ci-dessus, Fourier a posé le théorème suivant :



la quantité de chaleur  $dQ$  qui s'écoule pendant l'intervalle de temps  $dt$  de la surface isotherme  $S_1$  à la surface isotherme  $S_2$ , à travers l'élément de surface  $dS$ , est simultanément proportionnelle à :

- la grandeur de la surface d'échange  $dS$
- la durée de l'échange  $dt$
- au gradient de température dans la direction perpendiculaire aux surfaces isothermes  $-\frac{dT}{dx}$

$$dQ \div \left[ -\frac{dT}{dx} \cdot dS \cdot dt \right] \quad (30)$$

Le signe - indique que la propagation se fait des parties chaudes vers les parties froides, donc dans le sens des températures décroissantes.

En s'intéressant à la puissance thermique transmise et en définissant la proportionnalité, (30) devient :

$$\frac{dQ}{dt} = \alpha Q = -\lambda \cdot \frac{dT}{dx} \cdot dS \quad (31)$$

Cette expression est l'équation de Fourier; son exactitude n'est confirmée que par le fait que toutes ses conséquences sont corroborées par les résultats expérimentaux.