

# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : **Génie CHIMIQUE**

## PROJET DE FIN D'ETUDES

EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGENIEUR

### SUJET

CONCEPTION ET REALISATION  
D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR  
DOUBLE - TUBES ( LIQ - LIQ )

10 PLANCHES

Proposé par :

Mr . M BOURKIZA  
M BENIDIR

Etudié par:

Melle B AKROUR  
Mr K KIARED

Dirigé par :

Mr M BOURKIZA  
Mr M BENIDIR

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي  
Ministère de l'Enseignement Supérieur

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : **Génie CHIMIQUE**

## PROJET DE FIN D'ETUDES

EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGENIEUR

### SUJET

CONCEPTION ET REALISATION  
D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR  
DOUBLE - TUBES ( LIQ - LIQ )

Proposé par :

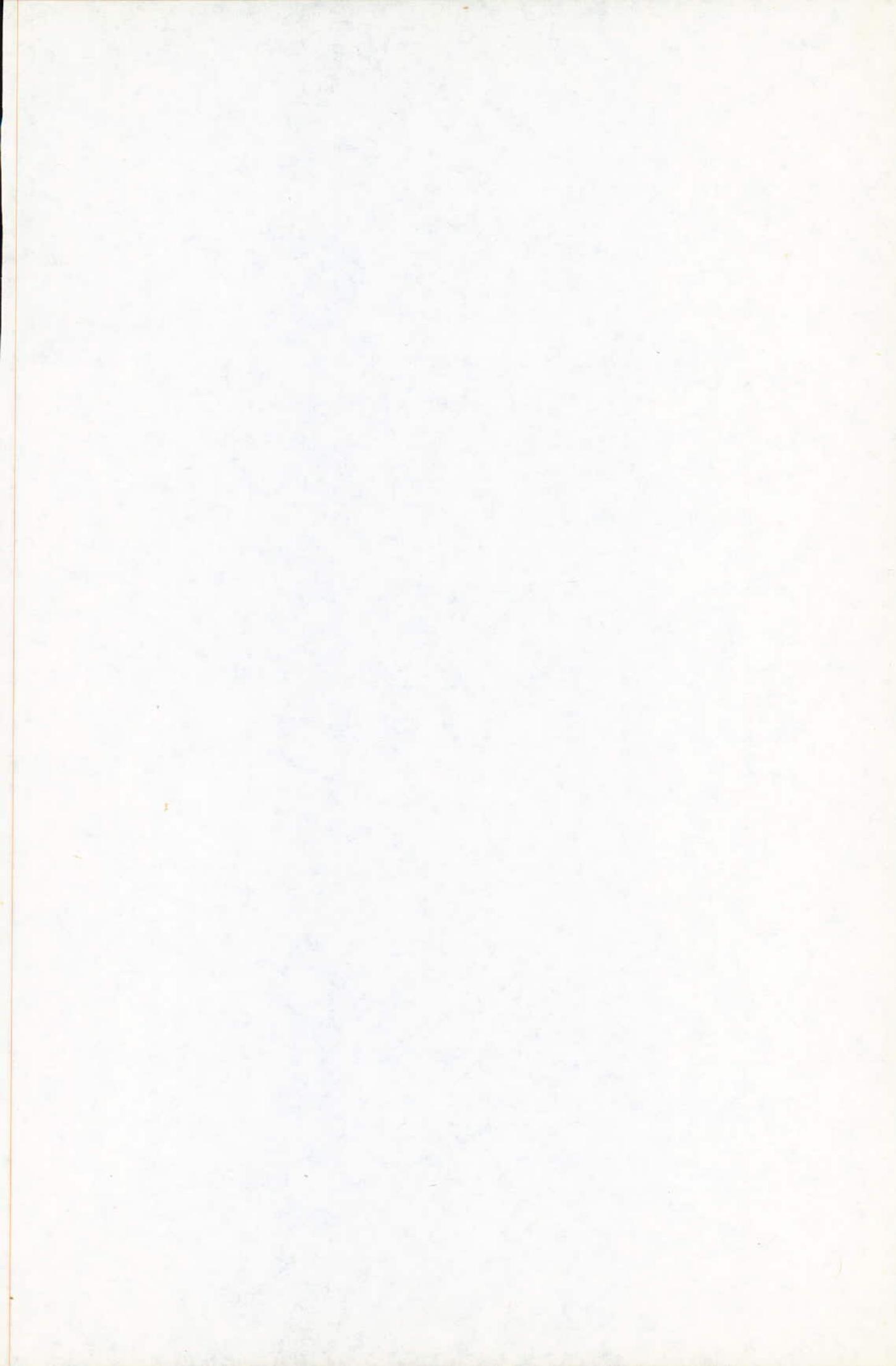
Mr. M BOURKIZA  
M BENIDIR

Etudié par:

Melle B AKROUR  
Mr K KIARED

Dirigé par :

Mr M BOURKIZA  
Mr M BENIDIR



من أدعية الرسول صلى الله عليه وسلم

اللَّهُمَّ انْفَعْنِي بِمَا عَلَّمْتَنِي وَعَلِّمْنِي مَا يَنْفَعُنِي وَزِدْنِي عِلْمًا

اللَّهُمَّ إِنِّي أَعُوذُ بِكَ مِنَ الشَّقَاقِ وَالنِّفَاقِ وَسُوءِ الْإِخْلَاقِ

اللَّهُمَّ إِنِّي أَسْأَلُكَ عِلْمًا نَافِعًا وَعِبَادًا مُنْقَبِلًا

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DÉPARTEMENT : GENIE CHIMIQUE

PROMOTEURS : Mr. M. BOURKIZA

M. BENIDIR

ELEVES INGÉNIEURS:

Mr. K. KLARIED

M<sup>elle</sup> B. AKROUR

وزارة التعليم العالي

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

الهندسة الكيميائية

الموجهون: السيد. محمد. بوركيزا

السيد. مصطفى. بن. إيدير

تلميذ مهندس: السيد. كيو. كيارد

الآنسة. بهيجة. أكور

Sujet : Conception et réalisation d'un échangeur de chaleur à tubes concentriques

Résumé : Notre travail a consisté à la conception et à la réalisation d'un échangeur de chaleur à tubes concentriques . Dans la première partie nous avons donné un aperçu bibliographique sur les phénomènes de base d'échange thermique. Nous avons consacré la deuxième partie du travail à la conception d'un échangeur de chaleur ainsi des directives s'y afférentes. La troisième partie spécifie le procédé de fabrication de l'appareil. Enfin nous concluons notre travail par la mise en marche de l'installation.

Subject : Design and manufacture of a double-tube heat exchanger (liq-liq)

Synopsis : Our work consists of design and realising a double-tube heat exchanger. In the first section we provide some basic theory dealing with the heat transport phenomena, whereas in the second part we are concerned with the design of the apparatus and the criteria to be followed. And finally we proceed to the manufacture stages and we conclude our work by testing the apparatus for leakage.

الموضوع: تصور وإنتاج مبدّل حراري ذي أنابيب متمركزة.

الملخص: عملنا هذا يستهدف تصور وإنتاج مبدّل حراري ذي أنابيب متمركزة. في الجزء الأول أسردنا لمحة نظرية عن الضواهر الأساسية للنقل الحراري.

خلينا الجزء الثاني من العمل لتصور الجهاز مع بعض التوجيهات الضرورية. أما الجزء الثالث فلقد ختمنا لكيفية الإنتاج، وأخيرا ختمناه بفقرة مختصة لتشغيل الجهاز.

MEMBRES DE JURY

---

PRESIDENT : M<sup>lle</sup> N. MESBOUA , chef de département de génie chimique

PROMOTEURS : Mr. M. BOURKIZA , chargé de cours à l'ENP  
Mr. M. BENIDIR , maître assistant à l'ENP

EXAMINATEURS : Mr. A. FYCZKOWSKI , Professeur à l'ENP  
Mr. YOUNSI , chargé de cours à l'ENP

-o-

DEDICATIONS



Je dédie ce modeste travail :

A ma très chère mère

A mon très cher père

En reconnaissance pour toute la patience et l'amour dont ils ont  
fait preuve

BEHIDJA



A ma mère

A ma mère

A ma mère

A mon père

Qui se sont tant sacrifié pour me voir à ce stade

A mes frères et soeurs

A mes neveux AMINE et ZAKARIA et à ma nièce amira et à SAID

A tous ceux qui me sont chers

Je dédie ce modeste travail

KARIM



R

REMERCIEMENTS

Ce travail a été effectué au département de génie chimique de l'ENP, sous la direction de Mr Bouzkiza, chargé de cours à l'ENP et Mr Benidir, maître assistant dans le même établissement qu'ils trouvent, ici, l'expression de notre profonde gratitude pour conseils précieux.

- Nous exprimons notre sincère reconnaissance, à M<sup>lle</sup> Mesboua chargée de cours à l'ENP et chef de département génie chimique pour l'honneur qu'elle nous fait de présider le jury.

- On

- On remercie Mr TYCHKOWSKI et professeur au département génie chimique, Mr YOUNSI chargé de cours au département génie mécanique, d'avoir accepté de siéger à ce même jury.

- On tient à remercier les agents du département génie mécanique ainsi que le plombier de l'école pour leur aide.

- On remercie également Mrs :

Ahmed Zaid enseignant au D<sup>PT</sup> génie chimique

Bahidj enseignant au D<sup>PT</sup> hydraulique

- Que M<sup>lle</sup> S. ZOUATINE, trouve ici nos plus vifs et sincères remerciements, qui a bien voulu se charger de dactylographie de ce travail et qu'elle a fait avec une gentillesse et compétence dont nous nous faisons grés.

- Nous exprimons notre profonde reconnaissance à tous les professeurs de l'ENP (USTHB) ayant contribué à notre formation.

# S O M M A I R E

## CHAPITRES

## PAGES

Avant Propos	
Introduction	
DEUXIEME PARTIE : Etude théorique	
1 - Modes de transmission de la chaleur	01
2 - Introduction à la convection	01
2.1 Lois fondamentales de la convection	02
2.2 Principe de la couche limite	04
2.3 Convection forcée dans un tube	05
3 - Evaluation des coefficients de transfert de chaleur par convection forcée	10
3.1 Analyse dimensionnelle	10
3.2 Théorème $\pi$ de VASCHY DUCKWORTH	12
3.3 Détermination des groupes adimensionnels	12
3.4 Signification physique des nombres adimensionnels ( $Re, Nu, Pr$ )	13
4 - Corrélation usuelles en convection forcée à l'intérieur d'un tube	16
4.1 Ecoulement turbulent	16
4.2 Ecoulement laminaire	17
4.3 Ecoulement transitoire	19
5 - Transfert de chaleur dans les échangeurs double-tubes	20
5.1 Généralités	20
5.2 Bilan thermique dans les échangeurs de chaleur	24
5.3 Coefficient global de transfert de chaleur	25
5.4 Différence moyenne de température	26
5.5 Coefficients individuels de transfert de chaleur	28
6 - Calcul du coefficient global de transfert de chaleur à partir des coefficients individuels	30
6.1 Facteur d'encrassement	34
7 - Efficacité d'un échangeur de chaleur	34
8 - Unité de transfert dans les échangeurs de chaleur	37



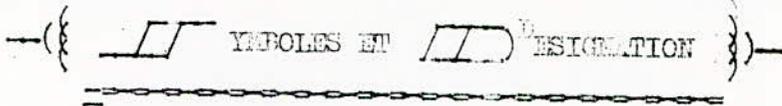
Troisième partie : réalisation d'un échangeur de  
chaleur

15 - Travail du tube en cuivre .....	82
15.1 Coupage .....	82
15.2 Cintrage .....	82
15.3 assemblage .....	82
15.4 façonnage direct du tube .....	83
16- Soudure .....	83
17 - Pose de la canalisation .....	84
17.1 Dilatation .....	84
17.2 Soutient de la tuyauterie .....	84
17.3 Démontage .....	84
17.4 Fixation .....	85

Quatrième partie : Démontage de l'installation et  
expérimentation

18- Mode opératoire .....	86
18.1 Mise en marche .....	86
18.2 Manipulation .....	87
18.3 Exploitation des résultats .....	

Conclusion



$A_T$	Surface d'échange totale	( $m^2$ )
$A_i$	Surface d'échange interne	=
$A_o$	Surface d'échange externe	=
$A_{co}$	Surface d'échange à contre courant	=
$A_{cp}$	Surface d'échange à courant parallèle	=
$A_{ml}$	Moyenne logarithmique de $A_i$ et $A_o$	=
$a$	Diffusivité thermique	
$C_{po}$	Chaleur spécifique isobare du fluide chaud	(kcal/kg $^{\circ}$ C)
$C_{pf}$	Chaleur spécifique isobare du fluide froid	(kcal/kg $^{\circ}$ C)
$C_o$	Capacité calorifique du fluide chaud	(W/ $^{\circ}$ C)
$C_f$	Capacité calorifique du fluide froid	(W/ $^{\circ}$ C)
$D_i$	Diamètre intérieur du tube externe	(m)
$D_o$	Diamètre extérieur du tube externe	=
$D_o'$	Diamètre équivalent	=
$d_i$	Diamètre intérieur du tube interne	=
$d_o$	Diamètre extérieur du tube interne	=
$d_{ml}$	Moyenne logarithmique de $d_i$ et $d_o$	=
$E$	Coefficient d'efficacité	
$e$	Épaisseur du tube	=
$G$	Débit massique spécifique du fluide	(kg/m $^2$ s)
$H$	Hauteur piézométrique	(m)
$H_{co}$	Enthalpie massique du fluide chaud à l'entrée	(W/kg)
$H_{cs}$	Enthalpie massique du fluide chaud à la sortie	(W/kg)
$H_{fo}$	Enthalpie massique du fluide froid à l'entrée	=
$H_{fs}$	Enthalpie massique du fluide froid à la sortie	=
$h$	Coefficient de transfert de chaleur par convection	(W/m $^2$ K)
$h_i$	Coefficient de film interne	=
$h_o$	Coefficient de film externe	=
$K$	Conductivité thermique du matériau	(W/m $^{\circ}$ C)
$k$	Conductivité thermique du fluide	(W/m $^{\circ}$ C)
$L$	Longueur de la conduite	(m)
$\dot{m}_f$	Débit massique du fluide froid	(kg/s)
$\dot{m}_c$	Débit massique du fluide chaud	(kg/s)

Q	Quantité de chaleur transférée	(W)
$R_i$ et $R_e$	Résistances d'encrassement interne et externe respectivement	$(W/m^2K)^{-1}$
S	Séction droite perpendiculaire à la direction du flux de chaleur	$(m^2)$
$T_1$	Température d'entrée du fluide chaud	$(°C)$
$T_2$	Température de sortie du fluide chaud	$(°C)$
$T_1$	Température d'entrée du fluide froid	$(°C)$
$T_2$	Température de sortie du fluide froid	$(°C)$
$U_i$	Coefficient global de transfert de chaleur basé $A_i$	$(W/m^2K)$
$U_e$	Coefficient global de transfert de chaleur basé $A_e$	$(W/m^2K)$
$\Delta T_1$	Force motrice d'approche à l'entrée	$(°C)$
$\Delta T_2$	Force motrice d'approche à la sortie	$(°C)$
$\Delta T_{ml}$	Moyenne logarithmique de la différence de température	$(°C)$
$\Delta P$	Perte de charge totale	$(N/m^2)$
$\Delta P$	Perte de charge par frottement	=
$\Delta P$	Perte de charge singulière	=

Lettres Grecques

$\rho$	Masse volumique du fluide	$(kg/m^3)$
$\lambda, \lambda'$	Coefficient de perte de charge unitaire	
$\mu$	Viscosité dynamique du fluide	$(kg/ms)$
$\mu_p$	viscosité dynamique du fluide à la température de la paroi	$(kg/m s)$
$\nu$	viscosité cinématique	$(m^2/s)$
$\epsilon$	Coefficient de rugosité	

## AVANT - PROPOS

Plusieurs définitions du "GENIE CHIMIQUE" ont été proposées, pour notre part, nous retiendrons que le "GENIE CHIMIQUE" au sens large, a pour objet de concevoir, de calculer, de dessiner, de faire construire et de faire fonctionner à l'échelle industrielle, l'appareillage dans lequel s'effectue une opération chimique, qu'il s'agisse d'une transformation ou d'un ensemble de transformations par réaction chimique d'une préparation physique ou d'une combinaison plus ou moins complexe de ces deux types d'opération.

Avec un sens restrictif, le "GENIE CHIMIQUE" étudie les transformations, les transports et les transferts de la matière, de l'énergie et de la quantité de mouvement pour établir des lois et des corrélations utilisables lors de la transposition ou de l'extrapolation à l'échelle industrielle.

## INTRODUCTION

Le présent projet est consacré à l'étude d'un échangeur de chaleur à tubes concentriques.

Il comprend quatre parties essentielles :

La première partie de l'ouvrage concerne l'étude des phénomènes de base : Conduction - Convection - Rayonnement et la "contruction" d'un coefficient de transfert de chaleur. Si une certaine rigueur apparait, elle n'a d'autre but que de mettre en évidence la contribution des différents facteurs à une formule globale afin d'en saisir tout l'intérêt et toute la portée. Cette formule consiste à exprimer les coefficients globaux, l'efficacité E, en fonction des variables opératoires (débit des fluides chaud et froid, températures des deux fluides).

La deuxième partie de l'ouvrage est consacrée à la conception et au calcul d'un échangeur de chaleur double-tubes. Elle est suivie d'une partie descriptive qui a pour mission d'indiquer aux lecteurs les principales direction dans lesquelles il faut chercher si on veut améliorer les échanges de chaleur à savoir :

- le choix des matériaux
- le choix et la technologie des échangeurs.

La troisième partie porte sur la réalisation et l'installation d'un échangeur de chaleur double-tubes en présentant les différentes opérations de construction.

Enfin la dernière partie est réservée au démarrage de l'installation et d'effectuer quelques expériences pour s'assurer de son intégrité.

**2** **DEMIERE PARTIE**

**E TUUDE**

**THEORIQUE**

- 1 - MODES DE TRANSMISSION DE LA CHALEUR

Le transfert de chaleur est l'un des modes les plus connus d'échanges d'énergie. Il intervient chaque fois qu'un gradient de température existe à l'intérieur d'un système, ou lorsque deux systèmes à températures différentes sont mis en contact.

Comme l'énergie thermique d'un milieu matériel correspond à l'énergie cinétique de ses constituants, ceux-ci pourront échanger tout ou une partie de leur énergie. Cet échange peut se faire suivant trois modes de transmissions fondamentaux : La Conduction, la Convection et le Rayonnement.

La Convection est considérée comme étant le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un fluide.

Dans la solution des problèmes de transfert de chaleur, il est nécessaire non seulement de préciser les modes de transmission de la chaleur qui entre en jeu, mais aussi de déterminer si le processus est permanent ou transitoire.

Le processus est dit permanent lorsque le flux de chaleur dans un système ne varie pas avec le temps - c'est à dire - lorsqu'il est constant. La température en chaque point reste la même, ce qui veut dire que le flux de chaleur entrant en n'importe quel point du système doit être exactement égal au flux de chaleur sortant, de sorte qu'il n'y a pas de variation d'énergie.

- 2 - INTRODUCTION A LA CONVECTION

La convection est un mode de transfert d'énergie par l'action combinée de l'accumulation de l'énergie et du mouvement de fluide.

Ce mouvement peut être provoqué par deux procédés. Si le mouvement résulte d'une différence de densité due à une variation de température au sein du fluide, le mécanisme est appelé convection "naturelle" ou "libre" (tuyauterie chaude exposée à l'air, récipient chauffé par le fond...).

Lorsque le fluide est mis en mouvement par une action extérieure telle une pompe ou un ventilateur, on dit que la convection est forcée.

Comme le transfert d'énergie est très intimement lié au mouvement du fluide, il est nécessaire de connaître le mécanisme de l'écoulement du fluide avant d'examiner celui de l'écoulement de la chaleur. Un des plus importants aspects de l'étude hydrodynamique est d'établir si le mouvement du fluide est laminaire ou turbulent. En régime laminaire, le flux par conduction est perpendiculaire à la direction des filets de fluide qui entraîne par convection une partie de ce flux. En régime turbulent, le flux par conduction est toujours perpendiculaire à la direction générale d'écoulement, mais la convection réalise le mélange des particules, ce qui rend l'étude plus compliquée.

- 2-1 - LOI FONDAMENTALE DE LA CONVECTION (Théorie du film)

Considérons un flux de chaleur  $Q$  passant d'un milieu solide de température  $T_p$  à un milieu fluide de température  $T_f$ , où le transfert de chaleur s'effectue essentiellement par convection. Quelle que soit la convection (naturelle ou forcée) quelle que soit la nature du régime d'écoulement du fluide (laminaire ou turbulent) la chaleur rencontre une résistance  $R$  pour s'écouler à travers ce milieu et l'équation de transfert s'écrit d'une manière générale.

Pour un régime établi :

$$Q = \frac{T_p - T_f}{R}$$

avec  $R = \frac{1}{h/S}$

Ce qui donne pour  $Q$  la relation :

$$Q = h \cdot S (T_p - T_f) \dots\dots\dots(2.1)$$

Où:  $Q$  quantité de chaleur transmise par unité de temps

$S$  : section droite perpendiculaire à la direction du flux thermique

$T_p$  : température de la paroi ( $^{\circ}C$ )

$T_f$  : température du fluide ( $^{\circ}\text{C}$ )

$h$  : coefficient du transfert de chaleur par convection  
( $\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}$ )

Le problème majeur préalable avant le calcul consiste à déterminer  $h$ , qui dépend d'un nombre important de paramètres.

- Les propriétés physiques du fluide (viscosité, masse volumique, chaleur spécifique ...).
- Les caractéristiques géométriques de la paroi (forme, rugosité).
- De l'écoulement du fluide : Vitesse, régime laminaire ou turbulent.

Etant donné que sa valeur numérique n'est pas uniforme sur une paroi (elle dépend du lieu où on mesure  $T_f$ ) il faut distinguer entre le coefficient d'échange de chaleur par convection forcée en un point appelé "Coefficient local" et le coefficient moyen d'échange de chaleur par convection forcée.

Le Coefficient local  $h$  est défini par :

$$d q = \bar{h} dS (T_p - T_f) \dots \dots \dots (2.2.)$$

Par contre le Coefficient moyen  $h$  peut être défini en fonction du coefficient local par l'expression :

$$h = \frac{1}{S} \iint_S \bar{h} dS \dots \dots \dots (2.3.)$$

Pour un fluide circulant dans un tube, la température à prendre en considération pour ce fluide peut être :

- Soit la température sur l'axe
- Soit la température moyenne du fluide dans une section.

Ce choix vient du fait que la température du fluide n'atteint pas une valeur constante mais varie à la fois dans la direction de l'écoulement de la masse fluide et dans celle de l'écoulement de la chaleur.

A titre indicatif, les ordres de grandeurs des coefficients de transfert de chaleur par convection qu'on rencontre en industrie sont donnés dans le tableau ci-joint.

TABLEAU N°1 -

Ordre de grandeur des coefficients d'échange de chaleur par convection.

CONDITIONS	h (W/m <sup>2</sup> . deg)
Air : Convection forcée	25 - 100
Convection libre	5 - 25
Eau : Convection forcée	250 - 4 000
Vapeur d'eau - Condensation	3 000 -20 000

- 2-2 - PRINCIPE DE LA COUCHE LIMITE

Lorsqu'un fluide s'écoule le long d'une surface, indépendamment de la nature de l'écoulement - laminaire ou turbulent -, les particules à proximité de la surface sont ralenties en vertu des forces de viscosité. Les particules adjacentes à la surface y adhèrent et ont une vitesse nulle par rapport à la paroi. Les autres particules fluides s'efforçant de glisser sur les premières sont ralenties par la suite des interactions entre le mouvement accéléré et retardé du fluide, phénomène qui donne naissance aux forces de cisaillement. Dans un écoulement laminaire l'interaction appelée cisaillement visqueux s'effectue entre les molécules à une échelle microscopique. Dans un écoulement turbulent, une interaction entre les masses du fluide à une échelle macroscopique appelée cisaillement turbulent, se superpose au cisaillement visqueux. Les effets des forces de viscosité qui prennent naissance à la paroi s'étendent dans la masse fluide mais, à une faible distance de la paroi, la vitesse des particules fluides atteint

celle de l'écoulement libre non perturbé. La région dans laquelle sont localisées les variations notables de la vitesse est appelée couche limite hydrodynamique. L'épaisseur de cette couche est définie comme étant la distance comptée à partir de la paroi où la vitesse locale atteint 99 % de la vitesse du fluide loin de la paroi.

- 2-3 - CONVECTION FORCEE DANS UN TUBE

2.3.1. Examen du Régime de Vitesse et de Température.

Considérons un fluide incompressible circulant dans une conduite cylindrique. A mesure que l'on s'éloigne de l'orifice du tube, l'épaisseur de la couche limite hydrodynamique augmente tant que celle-ci n'emplit pas la section transversale, ce qui a lieu à la distance  $l_s$ . La portion initiale de longueur  $l_s$  est appelée longueur de stabilisation hydrodynamique. L'écoulement du fluide au delà de cette section est stabilisé, puisqu'il lui correspond un champ de vitesse identique pour toutes les sections. La longueur de stabilisation croît avec l'accroissement des dimensions de la conduite.

2.3.2. Convection Forcée dans un Tube : En régime Laminaire :

Représentons par  $D$   $T$  la différence entre la température de la paroi et la température locale en un point du fluide, ce qui revient à exprimer la température relative d'un point du fluide par rapport à celle de la paroi prise en référence. Soit  $(u)$  la vitesse locale du fluide, selon l'hypothèse de similitude entre les phénomènes thermiques et mécaniques, les profils de vitesse et de température dans une section  $S$  du tube seront semblables.

En régime laminaire établi, le profil des vitesses est une parabole.

$$u = u_0 \left( 1 - \frac{Y^2}{R^2} \right) \dots\dots\dots(2.4)$$

Où :

$u_0$  : Vitesse sur l'axe

$u$  : Vitesse à la distance  $Y$  de l'axe

R : rayon intérieur du tube

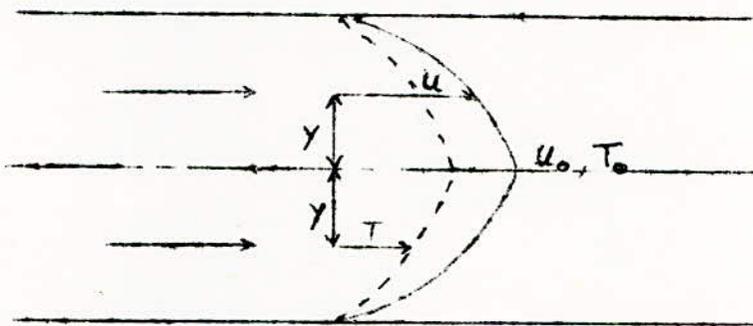
Il en est de même du profil des températures quand le régime thermique est établi.

$$T = T_0 \left( 1 - \frac{Y^2}{R^2} \right) \dots\dots\dots(2.5)$$

Où

$T_0$  : Température du fluide sur l'axe

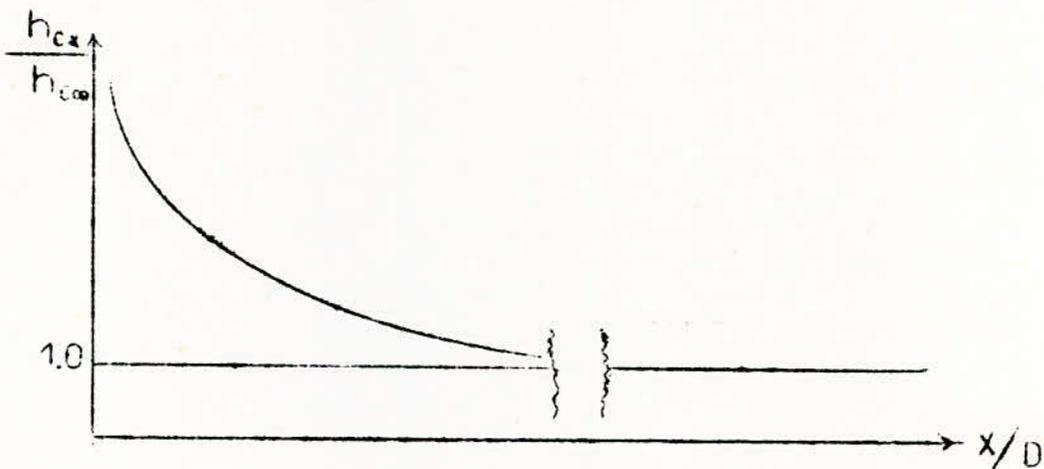
T : Température à la distance Y



(fig.1)

\* Coefficient de transfert de Chaleur

Le coefficient d'échange, h, varie considérablement près de l'entrée, et décroît le long de la conduite jusqu'à ce que les profils de température et de vitesse aient atteint leurs formes définitives. La diminution de h le long du conduit dans ce cas est monotone décroissante.



(fig.2)

Variation du coefficient de transfert de chaleur par convection près de l'entrée d'un tube dans lequel un fluide est en écoulement laminaire.

La théorie montre que lorsque  $x$  tend vers l'infini, le coefficient  $h_{cx}$  tend vers la limite :

$$h_{c\infty} = 3,66 \cdot \frac{k}{D} \dots\dots\dots(2.6)$$

Où :

$k$  : Conductivité thermique du fluide (W/m °C)

En réalité, dès que  $\left[ \frac{x \cdot k}{D \cdot C_p \cdot U D} \right]$  est supérieur à 0.05, la

valeur de  $h_x$  devient pratiquement égale à cette limite et le régime thermique est établi.

Où :

$x$  : Distance comptée à partir du bord d'attaque du tube (m)

$D$  : Diamètre du tube (m)

$h$  : Conductivité thermique du fluide (W/m °C)

$\rho$  : Masse volumique (kg/m<sup>3</sup>)

$C_p$  : Chaleur spécifique du fluide

L'équation peut encore s'écrire :

$$\frac{h_{c\infty} D}{k} = 3.66 \dots\dots\dots(2.7)$$

**2.3.3. Convection Forcée dans un tube : En Régime Turbulent :**

L'étude analytique du transfert de chaleur en régime turbulent est beaucoup plus compliquée qu'en régime laminaire. Comme dans le cas de l'écoulement laminaire, les régimes hydrodynamiques et thermiques ne s'établissent pas dès l'entrée de la conduite. La figure 3 illustre qualitativement la croissance de la couche limite (fig.3.a) ainsi que les variations du coefficient local de transfert de chaleur près de l'entrée d'un tube pour un régime turbulent (fig.3.c). L'examen de cette figure montre que le coefficient local de transfert de chaleur varie considérablement près de l'entrée possédant au début une valeur importante puis décroît au fur et à mesure qu'on s'avance dans le tube jusqu'à ce que les profils de température et de vitesse atteignent leurs formes définitives (fig.3.b).

\* Coefficient de transfert de chaleur

Le coefficient  $h$  de convection sur une section donnée est fonction de la distance  $x$  de la section considérée par rapport à la section d'entrée.

L A T Z K O (11) a calculé avec des hypothèses simplificatrices, en admettant notamment, le régime hydrodynamique établi et le fluide peu visqueux.

$$h = 0.0384 \rho C_p u_0 \text{Re} \left[ 1 + 0.1 \exp \left( -2.7 \frac{x}{D} \text{Re}^{-0.25} \right) \right]$$

Où

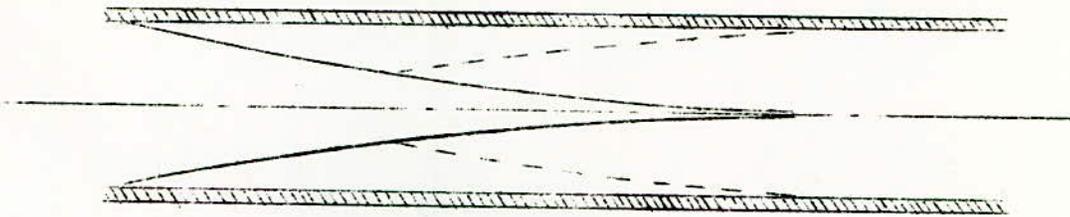
$\rho$  : Masse volumique du fluide ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

$C_p$  : Chaleur spécifique isobare ( $\text{J}/\text{kg } ^\circ\text{C}$  ou  $\text{Kcal}/\text{kg } ^\circ\text{C}$ )

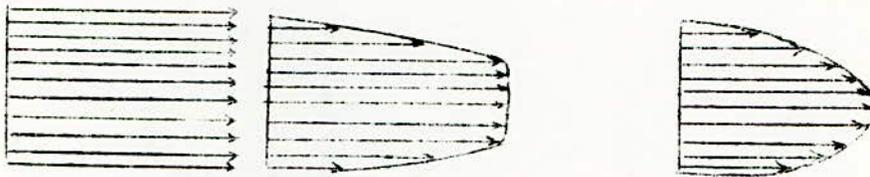
$u_0$  : Vitesse linéaire du fluide au centre du conduit ( $\text{m}/\text{s}$ )

En régime turbulent,  $h$  devient pratiquement constant, quand la condition suivante est vérifiée.

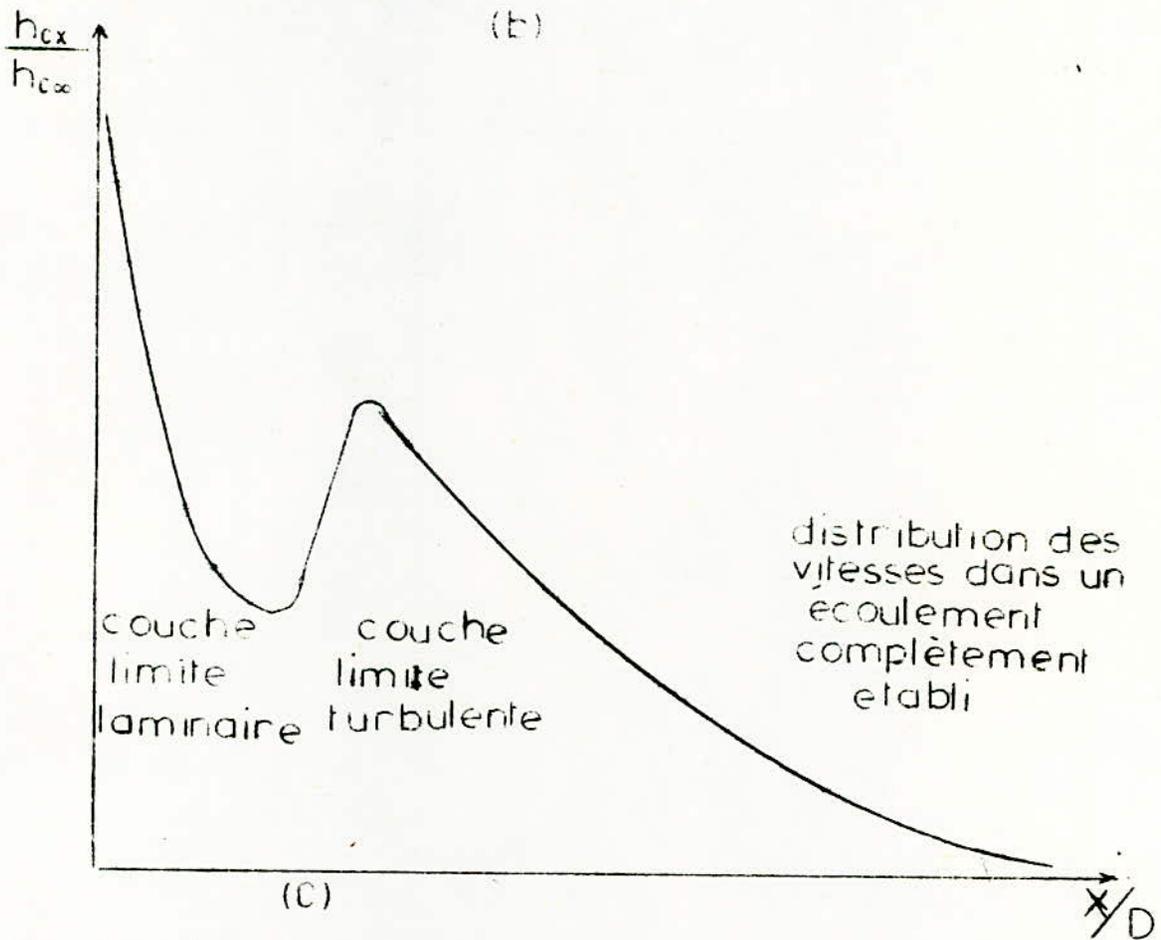
$$\left[ \frac{x}{D} \right]_{\text{turb}} = 0.85 \text{Re}^{-0.25} \quad (\text{où turb signifie turbulent})$$



(a)



(b)



(fig.3) Distribution des vitesses et variation du coefficient de transfert de chaleur par convection près de l'entrée d'un tube pour un fluide en écoulement turbulent.

- 3 - EVALUATION DES COEFFICIENTS DE TRANSFERT DE CHALEUR PAR CONVECTION FORCEE

Il existe quatre méthodes générales pour déterminer les coefficients de transfert de chaleur par convection.

- 1 - L'analyse dimensionnelle combinée avec les expériences
- 2 - les solutions mathématiques exactes des équations de la couche limite
- 3 - Les études approchées de la couche limite par les méthodes d'intégration
- 4 - L'analyse entre les transferts de chaleur, de masse et de quantité de mouvement.

- 3-1 - ANALYSE DIMENSIONNELLE

L'étendue et les limitations de l'analyse dimensionnelle ont été résumées par Langhaar (5) comme suit : "L'analyse dimensionnelle est une méthode permettant de déduire des renseignements concernant un phénomène à partir de la simple hypothèse que le phénomène puisse être décrit par une équation, correcte au point de vue dimensionnel, reliant certaines variables. La grande généralité de la méthode lui confère à la fois de la puissance et de la faiblesse. Avec un peu d'effort on peut résoudre en partie à peu près tous les problèmes. Par contre, on n'obtient pas une solution complète et le mécanisme intérieur du phénomène n'est pas mis en évidence par l'analyse dimensionnelle seule". La principale restriction de cette méthode provient du fait que les résultats obtenus sont incomplets et tout à fait inutiles sans les données expérimentales.

Les deux principaux buts de l'analyse dimensionnelle sont :

- De donner des indications sur les relations qui existent entre les grandeurs mesurables intervenant dans un phénomène physique.
- De grouper les grandeurs en produits sans dimensions, de façon à ce que les résultats d'expériences s'expriment par des relations entre ces produits. Ainsi, des expériences réalisées dans des conditions différentes pourront se composer plus facilement.

TABLEAU N° 2 -

Variables influençant le transfert de chaleur par convection forcée à l'intérieur des tubes.

VARIABLES	SYMBOLES	UNITES	Equations Dimensionnelles
Diamètre du tube	D	m	L
Conductivité thermique du fluide	k	w/m deg	$M L^{-3} T^{-1}$
Vitesse du fluide	u	m/s	$L T^{-1}$
Masse volumique du fluide	$\rho$	kg /m <sup>3</sup>	$M L^{-3}$
Viscosité dynamique du fluide	$\mu$	kg/ms	$M L^{-1} T^{-1}$
Chaleur spécifique Isobare	C <sub>p</sub>	j/kg.deg	$L^2 T^{-2} T^{-1}$
Coefficient d'échange de chaleur	h	w/m <sup>2</sup> .deg	$M T^{-3} T^{-1}$

Il ya sept quantités physiques et quatre dimensions fondamentales. On peut donc s'attendre à ce que trois groupes adimensionnels soient nécessaires pour déterminer la corrélation entre les données. Le groupement est mis sous la forme d'un produit de variables, ayant chacun un exposant inconnu

$$\pi = D^a k^b u^c \rho^d \mu^e C_p^f h^g \dots (3.1)$$

En introduisant les formules dimensionnelles, on obtient :

$$\pi = [L]^a [M L^{-3} T^{-1}]^b [L T^{-1}]^c [M L^{-3}]^d [M L^{-1} T^{-1}]^e [L^2 T^{-2} T^{-1}]^f [M T^{-3} T^{-1}]^g \dots (3.2)$$

Pour que  $\pi$  reste adimensionnel, il faut que la somme des exposants de chaque dimension fondamentale soit nulle. En égalant à zéro la somme des exposants des dimensions semblables, on obtient le système suivant :

$$\begin{cases} b + d + e + g = 0 & \text{pour } M \\ a + b + c - 3d - e + 2f = 0 & \text{pour } L \\ 3b - c - e - 2f - 3g = 0 & \text{pour } T \\ -b - f - g = 0 & \text{pour } T \end{cases}$$

Pour appliquer l'analyse dimensionnelle, il est indispensable de connaître au préalable les variables qui influent sur le phénomène et le succès ou l'échec de la méthode dépend du choix approprié de ces variables. Donc avant d'entreprendre l'analyse dimensionnelle, il faut connaître une théorie préliminaire ou avoir une connaissance physique du phénomène.

- 3-2 - THEOREME  $\pi$  DE VASCHY BUCKINGHAM

- La première étape consiste à choisir un système de dimensions fondamentales. Ce choix est arbitraire, mais les formules dimensionnelles de toutes les variables appropriées doivent être exprimées en fonction des dimensions fondamentales. Celles-ci seront la longueur  $L$ , le temps  $t$ , la température  $T$  et la masse  $M$ .

- La deuxième étape consiste à remplacer chaque fonction à  $n$  variables  $f(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0$ , dont les dimensions sont exprimées par  $m$  grandeurs fondamentales, par une autre fonction à  $n - m$  variables sans dimensions appelées "groupes adimensionnelles" qui se met sous la forme :  $f(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_{n-m}) = 0$  où  $\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_{n-m}$  sont les groupes adimensionnelles déjà définis.

- 3-3 - DETERMINATION DES GROUPEs ADIMENSIONNELS

Comme une multitude de grandeurs influent sur le coefficient transfert de chaleur par convection ( $h$ ), il serait fastidieux de recourir chaque fois à l'expérience pour étudier l'influence de chacune d'elles sur  $h$ .

Grâce au théorème  $\pi$ , cette tâche se trouve énormément simplifiée à partir de la description du processus de la transmission de la chaleur par convection. Il est raisonnable d'admettre que les quantités physiques consignées dans le tableau ci-dessous sont appropriées au problème posé.

Comme il s'agit de déterminer la valeur du coefficient d'échange de chaleur par convection  $h_c$ , il est commode de poser son exposant  $g$  égal à l'unité. En même temps, on admet  $c = d = 0$  afin de simplifier les opérations algébriques. En résolvant le système ainsi obtenu, on obtient  $a = 1, b = -1, e = f = 0$ .

$$\overline{\Gamma}_1 = \frac{h_c \cdot D}{k} \quad \text{( Nombre de Nusselt } \overline{Nu} \text{ )} \dots (3.3)$$

De la même manière on détermine :

$$\overline{\Gamma}_2 = \frac{u D \rho}{\mu} \quad \text{( Nombre de Reynolds } \overline{Re} \text{ )} \dots (3.4)$$

Et

$$\overline{\Gamma}_3 = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad \text{( Nombre de Prandtl } \overline{Pr} \text{ )} \dots (3.5)$$

On remarque immédiatement, d'après l'analyse dimensionnelle, que les sept variables initiales ont été combinées en trois groupes adimensionnels. La relation fonctionnelle s'écrit :

$$\overline{Nu} = B ( \overline{Re}, \overline{Pr} ) \dots (3.6)$$

Les résultats expérimentaux démontrent que l'équation précédente est rarement linéaire ; c'est la raison pour laquelle on se sert d'habitude de l'approximation potentielle :

$$\overline{Nu} = B \cdot \overline{Re}^b \cdot \overline{Pr}^b \dots (3.7)$$

$B, b, b'$  sont des constantes qu'on détermine expérimentalement.

### - 3 - 4 - SIGNIFICATION PHYSIQUE DES NOMBRES ADIMENSIONNELS

(  $\overline{Re}, \overline{Pr}, \overline{Nu}$  )

#### 3.4.1. ← Le nombre de Nusselt : ( $\overline{Nu}$ )

Le nombre de Nusselt (  $\overline{Nu} = \frac{h \cdot D}{k}$  ) peut être défini de deux façons :

- A partir de l'équation de la couche limite thermique

$$h = \frac{ \left[ \begin{array}{c} d \left( \frac{ T_p - T }{ T_p - T_{\infty} } \right) \\ \left. \frac{dy}{dy} \right|_{y=0} \end{array} \right] k}{ \left. \frac{dy}{dy} \right|_{y=0} }$$

En introduisant les diamètres caractéristiques :

$$Nu = \frac{h L}{k} \left[ \frac{d \left( \frac{T_p - T}{T_p - T_\infty} \right)}{d(y/L)} \right]_{Y=0} = \frac{d \left( \frac{T_p - T}{T_p - T_\infty} \right) \gamma = 0}{(T_p - T_\infty) / L}$$

D'après cette équation, le nombre de Nusselt peut-être interprété physiquement comme étant le rapport du gradient de température dans le fluide en contact immédiat de la surface au gradient de température de référence.

Il peut être défini aussi comme étant le rapport des quantités de chaleur transmises par convection aux quantités de chaleur transmises par conduction.

$$\frac{Q_{\text{conv}}}{Q_{\text{cond}}} = \frac{h S \Delta T}{k S \Delta T / L} = \frac{h L}{k}$$

### 3.4.2 Le Nombre de Reynolds

Afin de déterminer un paramètre universel pour caractériser le point de transition d'un écoulement en régime laminaire et en régime turbulent, Reynolds a donné une forme mathématique simple où interviennent les variables d'influence telles que le diamètre du tube, viscosité cinématique, vitesse du fluide et il essaie la proportionnalité pure et simple entre ces variables, définissant ainsi un nombre sans dimension, appelé nombre de Reynolds :

Ce nombre peut-être interprété comme étant le rapport des forces d'inertie sur les forces de viscosité.

Soit  $F_i = \rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} \right)$  Force d'inertie

$F_\mu = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}$  Force de viscosité

Le long d'une conduite de diamètre D

$F_i \approx \rho u_\infty \frac{u_\infty}{D}$  et  $F_\mu = \mu \frac{u_\infty}{d^2}$   
Le rapport D:

$$\frac{F_i}{F_\mu} = Re = \frac{u_\infty D \rho}{\mu}$$

Où  $u$  : vitesse moyenne du fluide loin de la paroi.

Le nombre de Reynolds peut également être représenté de la manière suivante :

$$Re = \frac{G D}{\mu}$$

Où

G : débit spécifique du fluide

D : Diamètre intérieur de la conduite.

### 3.4.3 - Le Nombre de Prandtl (Pr)

Le nombre de Prandtl est exclusivement fonction des propriétés physiques du fluide ; il est défini comme étant le rapport de viscosité cinématique du fluide  $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ , sa diffusivité thermique "a" .

soit: 
$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad \text{ou} \quad \alpha = \frac{k}{c_p \rho}$$

La viscosité cinématique  $\nu$  est souvent considérée comme étant la diffusivité moléculaire de la quantité de mouvement, du fait qu'elle est une mesure du flux de transfert de la quantité de mouvement entre les molécules.

La diffusivité thermique "a" d'un fluide est souvent appelée diffusivité moléculaire de la chaleur. C'est une mesure de rapport de la transmission de la chaleur aux capacités de stockage d'énergie des molécules.

En résumé, le nombre de Prandtl est un groupe adimensionnel qui relie la répartition des températures à celles des vitesses.

- 4 - CORRELATIONS USUELLES EN CONVECTION FORCEE A L'INTERIEUR DES TUBES

4.1. Ecoulement turbulent  $Re > 10\ 000$

4.1.1. Cas de Longue Conduite  $\frac{L}{D} > 50$

Mc ADAMS et DITUS

$$Nu = A \cdot Re^{0.8} Pr^n \dots\dots\dots(4.1.)$$

Où  $A = 0.023$  pour les hydrocarbures

$A = 0.02$  pour l'eau

Pour les liquides non visqueux

- Echauffement  $n = 0.4$

- Refroidissement  $n = 0.3$

Les propriétés physiques sont prises à une température moyenne entre l'entrée et la sortie - C' est à dire -

$$\frac{T_e + T_s}{2}$$

L'équation reste valable tant que le  $Re > 10^4$  et  $0.7 < Pr < 160$

COLBURN

La corrélation proposée par ce dernier est :

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.33} \dots\dots\dots(4.2.)$$

$$0.7 < Pr < 100 \qquad Re > 10^4$$

Les propriétés physiques sont prises à une température moyenne entre la masse fluide et la paroi.

SIDER et TATE

Ces deux auteurs ont proposé une corrélation pour les liquides visqueux :

$$Nu = 0.027 Re^{0.6} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0.14} \dots\dots\dots(4.03)$$

Où  $\mu_p$  viscosité prise à la température de la paroi. Les autres propriétés physiques sont prises à la température de la masse fluide à l'entrée.

Bien que l'on s'efforce d'éviter les régimes laminaires et, surtout intermédiaires, en augmentant la turbulence de l'écoulement grâce à des étranglements ou des picots (emboutis formant des pointes à l'intérieur du tube), dont la présence peut aller jusqu'à doubler le transfert thermique par rapport à ce qu'il serait sans ses artifices, on a été néanmoins amené à formuler des relations permettant le calcul de h en régime laminaire et intermédiaire.

4.2. Écoulement Laminaire       $Re < 2100$

Mc ADAMS

$$Nu = 0.5 \left( Re \cdot Pr \cdot \frac{D}{L} \right)^{0.5} \dots \dots \dots (4.6)$$

Où

$Re \cdot Pr = Pe$  : Nombre de Peclet

$Pe \cdot \frac{L}{D} < 13$  : Conduite longue

$$Nu = 1,62 \cdot \left( Pe \cdot \frac{D}{L} \right)^{0.33} \dots \dots \dots (4.7)$$

$Pe \cdot \frac{D}{L} > 13$  : Conduite courte

Ces deux corrélations sont valables pour les liquides ayant une viscosité voisine de celle de l'eau. Les propriétés physiques sont prises à la température de la masse fluide à l'entrée.

Dans le cas des fluides très visqueux, deux auteurs ont proposé les corrélations suivantes :

SIEDER et TATE

$$Nu = 1.86 \left( Pe \cdot \frac{D}{L} \right)^{0.3} \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0.14} \dots \dots \dots (4.8)$$

La viscosité est évaluée à la température de la paroi. Les autres propriétés physiques sont évaluées à la température de la masse fluide.

HAUSSEN

Dans le cas où la température de la paroi est très différente de celle du fluide :

1- Pour l'échauffement du fluide :

$$Nu = 15 Pe^{0.23} \left[ \frac{D}{L} \right]^{0.5} \dots\dots\dots(4.9)$$

2- Pour le refroidissement du fluide :

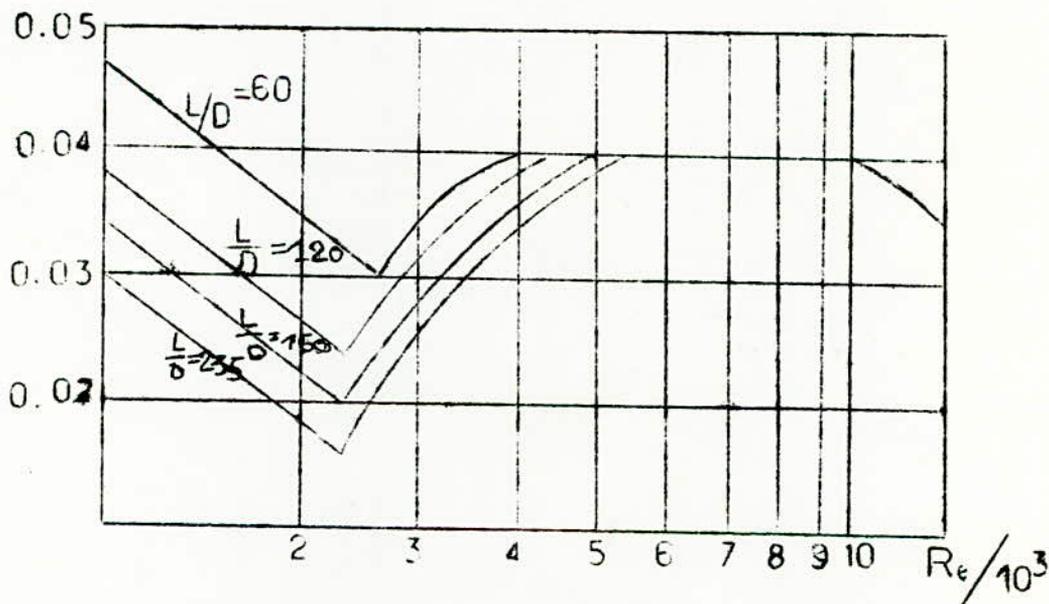
$$Nu = 11,5 (Pe)^{0.23} \left[ \frac{D}{L} \right]^{0.5} \dots\dots\dots(4.10)$$

Effet de la longueur du tube sur le Coefficient de transfert de chaleur par Convection ( h )

COLBURN a proposé un abaque, donnant pour les différents rapports  $\frac{L}{D}$ , la valeur h (voir figure 4). La corrélation suivante s'adapte à cette représentation.

$$Nu = 0,023 \left( 1 + (D/L)^{0,7} \right) Re^{0,8} Pr^{0,33} \left( \frac{\lambda'}{\lambda''} \right)^{0,14} \dots\dots(4.11)$$

A partir de l'abaque on peut affirmer qu'au delà de  $Re = 6000 \cdot \frac{L}{D}$  n'a aucune influence sur h.

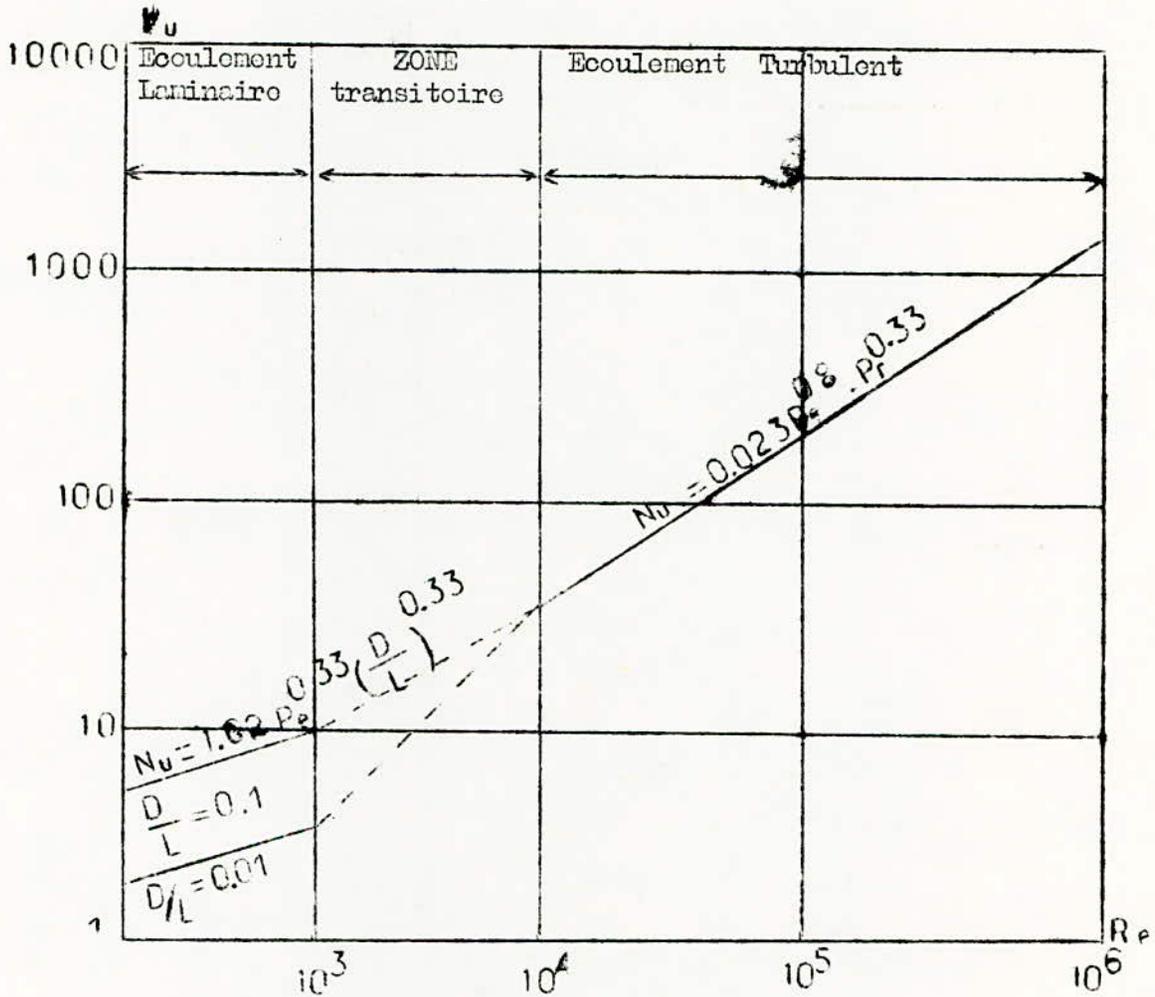


(fig.4) Influence de L/D sur h

4.3. Écoulement Transitoire :

Il s'agit de la zone de  $Re : 2100 < Re < 10000$

Pour avoir accès à  $h$ , on interpole entre les courbes données en régime laminaire et celles données en régime turbulent. On trace dans Log-Log  $Nu$  en fonction du  $Re$  pour différentes valeurs du rapport  $\frac{L}{D}$  . (Voir figure 5).



(Figure 5) : Fonction  $Nu = f (Re)$  dans le système Log-Log pour le nombre de Reynolds compris entre  $10^2$  et  $10^6$  pour les liquides dont la viscosité est proche de celle de l'eau.

Limites de Précision sur les Valeurs estimées des Coefficients de transfert de Chaleur par Convection.

Lorsqu'on applique n'importe quelle équation empirique pour la convection forcée à des problèmes pratiques, il est important de se rappeler que les valeurs estimées du coefficient de transfert de chaleur ne sont pas exactes. Les résultats obtenus par différents expérimentateurs même sous des conditions soigneusement contrôlées, diffèrent d'une façon importante. Dans un écoulement turbulent ou laminaire, la précision sur le coefficient d'échange de chaleur estimé à partir de n'importe quelle équation graphique utilisable ne peut être supérieure à 30 %. Dans la région transitoire, où les données expérimentales sont peu nombreuses, la précision sur le nombre de NUSSELT estimé à partir des renseignements disponibles peut-être même plus faible.

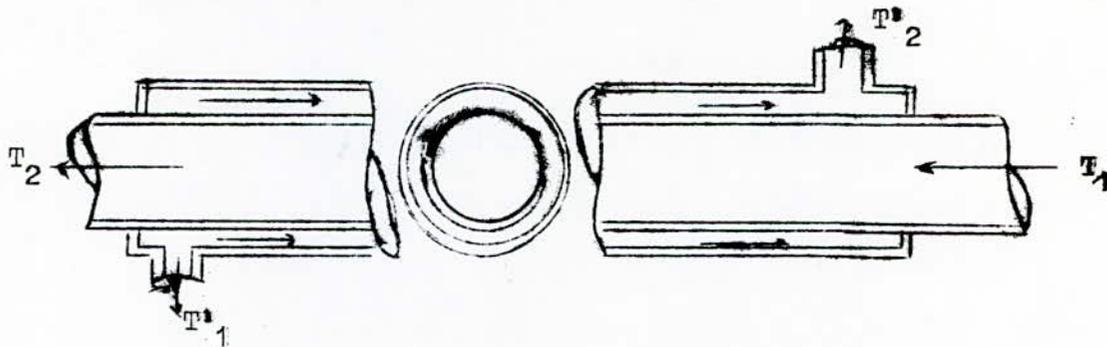
5 - TRANSFERT DE CHALEUR DANS LES ECHANGEURS DOUBLE-TUBE

5.1. GENERALITES

5.1.1. - Description :

Un échangeur tubulaire simple ou un échangeur double tube, est constitué par deux tubes concentriques un fluide circulant dans le tube interne, l'autre dans l'espace annulaire. (Voir fig.6)

Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid se fait à travers la paroi constituant le tube intérieur d'abord par convection du fluide vers la paroi, puis par conduction dans la paroi elle-même, ensuite par convection de la paroi vers le fluide. Les échangeurs thermiques à tubes concentriques sont employés quand l'aire d'échange requise n'excède pas  $10 \text{ à } 15 \text{ m}^2$ . Quand elle est supérieure à  $15 \text{ m}^2$  on utilise plutôt des échangeurs à faisceaux et à calandre.



( fig.6 ) : Echangeur de chaleur double-tubes à contre-courant

5.1.2. - Hypothèses :

Pour tous les calculs du flux de chaleur, on fera les hypothèses suivantes :

- Pas de pertes thermiques (la surface de séparation est la seule surface d'échange).
- Pas de changement de phase au cours du transfert.

5.1.3. - Conventions adaptées :

Par convention, le fluide chaud entre dans l'échangeur à la température  $T_1$  et sort à la température  $T_2$ . Tandis que le fluide froid entre dans l'échangeur à  $T'_1$  et sort à  $T'_2$ .

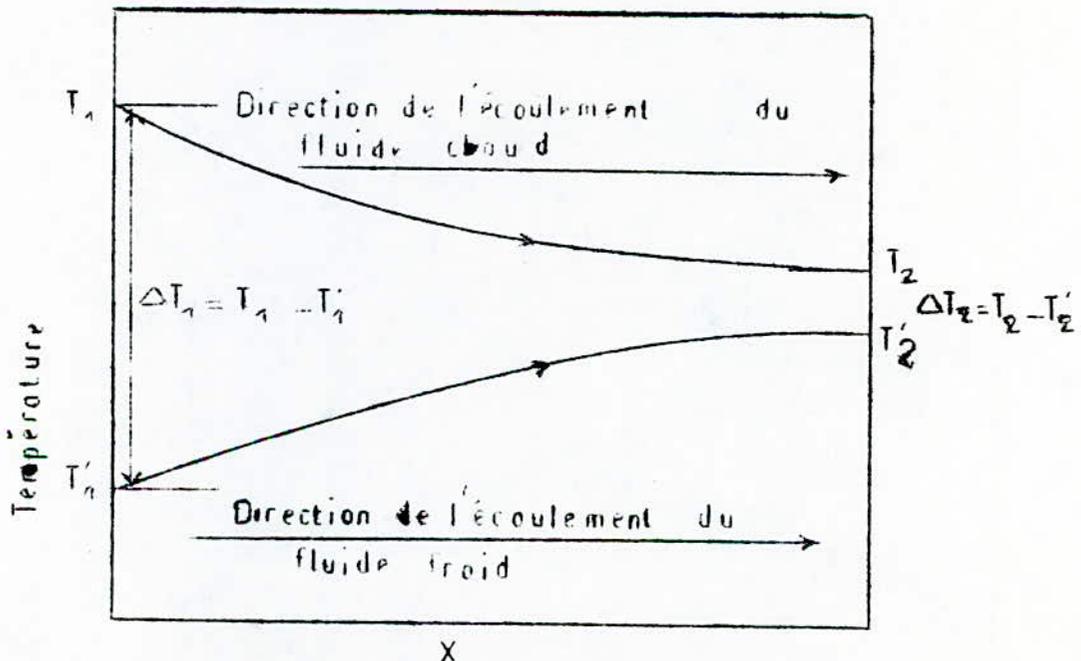
5.1.4. - Types de fonctionnement :

Les échangeurs double-tube peuvent fonctionner soit à :

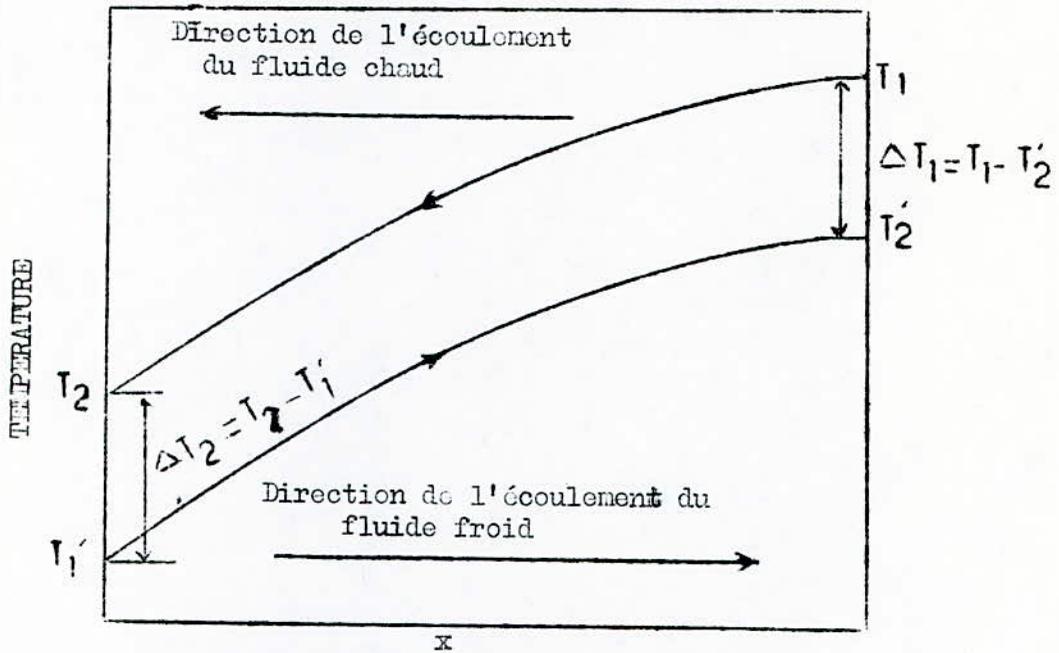
- Contre-Courant : le fluide chaud et le fluide froid circulent en sens inverse.

- Co-Courant : le fluide chaud et le fluide froid circulent dans le même sens.

Les profils longitudinaux de température pour les deux cas sont représentés sur la figure 7.



(Fig. 7.0) : Distance comptée à partir de l'entrée du fluide froid



(fig.7.b) : Distance comptée à partir de l'entrée du fluide froid

où :

- $T_1$  : Température d'entrée du fluide chaud
- $T_2$  : Température de sortie du fluide chaud
- $T'_1$  : Température d'entrée du fluide froid
- $T'_2$  : Température de sortie du fluide froid

$$\left. \begin{aligned} \Delta T_1 &= T_1 - T'_2 \\ \Delta T_2 &= T_2 - T'_1 \end{aligned} \right\} \text{Forces motrices d'approche aux extrémités de l'échangeur.}$$

L'écoulement à courant parallèle est rarement utilisé dans les échangeurs à une passe pour différentes raisons ; entre autres la chaleur transférée dans le courant parallèle est inférieure à celle possible dans le contre-courant. Le courant parallèle est utilisé spécialement lorsqu'il est nécessaire de limiter la température maximale du fluide froid (cooler fluide) ou quand il est important de changer rapidement la température d'au moins un fluide.

L'étude complète d'un échangeur de chaleur peut être divisée en trois phases principales :

- 1- L'Analyse thermique
- 2- L'étude mécanique préliminaire
- 3- le projet de fabrication.

- L'Analyse thermique concerne principalement la détermination de la surface d'échange de chaleur nécessaire pour transmettre une quantité de chaleur déterminée pour un flux d'écoulement et des températures de fluides donnés.

- L'étude mécanique renferme des considérations sur les pressions et les températures opératoires, le pouvoir corrosif de l'un ou des deux fluides, les expansions thermiques relatives et les tensions thermiques qui en résultent, enfin la relation entre l'échangeur de chaleur et les autres appareils qui entrent en jeu.

- Le projet de fabrication nécessite la transformation des caractéristiques physiques et des dimensions en un appareil qui peut être construit à bas prix. On doit effectuer le choix des matériaux, des joints, des enveloppes ainsi que de la meilleure disposition mécanique, de même qu'on doit spécifier le procédé de fabrication.

5 - 2 - Bilan thermique dans les Echangeurs de Chaleur

Dans les échangeurs de chaleur, l'absence de travail fourni ou reçu par ce dernier fait que le bilan thermique global s'établit en écrivant l'égalité entre la quantité de chaleur transférée et la variation d'enthalpie par unité de temps d'un des deux fluides. Ainsi pour un courant traversant l'échangeur :

$$\dot{m} (H_s - H_c) = q \dots\dots\dots(5.1.)$$

Où

$\dot{m}$  : débit massique du fluide

$q = \frac{Q}{t}$  : flux de chaleur transférée

$H_c$  ,  $H_s$  : enthalpie massique des fluides à l'entrée et à la sortie respectivement, ( kJ/kg )

L'équation précédente peut être écrite pour les deux fluides traversant l'échangeur. Une simplification supplémentaire dans l'expression du flux de chaleur  $Q$  est justifiée : l'un des deux fluides circulant dans l'espace annulaire entre les deux tubes peut gagner ou perdre de l'énergie par transfert avec l'air ambiant s'il existe un gradient de température entre ces deux derniers. Habituellement ce mode de transfert est négligé en comparaison avec celui de la chaleur (à travers les tubes) du fluide chaud vers le fluide froid. En acceptant cette supposition l'équation peut être écrite pour le fluide chaud :

$$q_c = \dot{m}_c (H_{cs} - H_{cc}) \dots\dots\dots(5.2.)$$

Pour le fluide froid :

$$q_f = \dot{m}_f (H_{fs} - H_{fc}) \dots\dots\dots(5.3.)$$

Où

$\dot{m}_c$  ,  $\dot{m}_f$  : débits massiques du fluide chaud et froid respectivement.

$H_{Cs}$  ,  $H_{fs}$  : Enthalpies massiques de sortie des fluides chaud et froid respectivement.

$H_{Ce}$  ,  $H_{fe}$  : Enthalpies massiques d'entrée des fluides chaud et froid respectivement.

$q_c$  ,  $q_f$  : Flux de chaleur des fluides chaud et froid respectivement.

Cependant d'après les deux équations (5.2 ) et (5.3 )

$$\dot{m}_f (H_{fs} - H_{fe}) = \dot{m}_c (H_{ce} - H_{cs}) \dots \dots \dots (5.5)$$

Si les chaleurs spécifiques sont supposées constantes, le bilan thermique pour l'échangeur devient :

$$\dot{m}_f C_{pf} (T_2' - T_1') = \dot{m}_c C_{pc} (T_1 - T_2) \dots \dots \dots (5.6)$$

Où

$C_{pc}$  : Chaleur spécifique isobare du fluide chaud

$C_{pf}$  : Chaleur spécifique isobare du fluide froid

$T_1$  et  $T_1'$  : Les températures d'entrée du fluide chaud et du fluide froid respectivement.

$T_2$  et  $T_2'$  : Les températures de sortie du fluide chaud et du fluide froid respectivement.

### 5 .3. - Coefficient Global de Transfert de Chaleur

Le flux de chaleur radial s'écoulant au droit d'une section de l'échangeur est proportionnel à la force motrice. Il est donné par l'expression :

$$\frac{dq}{dA} = U \Delta T_m = U (T - T') \dots \dots \dots (5.7)$$

Où

$T'$  : Température moyenne du fluide froid (°C)

$T$  : Température moyenne du fluide chaud (°C)

La constante  $U$  définie par l'équation (5.7 ) comme étant un facteur de proportionnalité entre  $\frac{dq}{dA}$  et  $\Delta T$  est appelée coefficient global.

Pour compléter la définition de U, il est nécessaire de spécifier la surface d'échange.

Si U est basé sur l'aire extérieure  $A_o$ , l'équation devient :

$$\frac{dq}{dA_o} = U_o \Delta T \dots\dots\dots(5.8)$$

$U_o$  est dit coefficient global de transfert de chaleur par rapport à  $A_o$ .

De même si U est basé sur l'aire intérieure on aura :

$$\frac{dq}{dA_i} = U_i \Delta T \dots\dots\dots(5.9)$$

Où

$U_i$  : Coefficient global de transfert de chaleur par rapport à  $A_i$ .

Etant donné que  $\Delta T$  et  $dq$  sont indépendants du choix de la surface. Il en résulte que :

$$\frac{U_o}{U_i} = \frac{dA_i}{dA_o} = \frac{d_i}{d_o} \dots\dots\dots(5.10)$$

Où :

$d_i$ ,  $d_o$  : diamètre interne et externe du tube respectivement.

**5.4. - DIFFERENCE MOYENNE DE TEMPERATURE**

Après l'examen de l'équation (5.7), il apparaît que, pour calculer  $\Delta T$ , on doit procéder à une intégration ; pour ce faire, on doit envisager 5 hypothèses simplificatives :

- 1 - Le coefficient global de transfert de chaleur est constant tout le long de l'échangeur.
- 2 - Le débit massique du fluide est constant, obéissant aux exigences du régime permanent.
- 3 - Les chaleurs spécifiques varient très peu avec la température.
- 4 - Aucun changement de phase dans le système (vaporisation, condensation).
- 5 - Les pertes thermiques sont négligeables.

Sous les hypothèses précitées, nous pouvons adopter le raisonnement suivant :

$$\frac{d(\Delta T)}{dq} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{q_T} \dots\dots\dots(5.11)$$

Où :

$\Delta T_1$  et  $\Delta T_2$  : Sont les deux forces motrices

$q_T$  : Flux de chaleur total

Eliminons  $dq$  de l'équation en tenant compte du fait que :

$$dq = U \Delta T \cdot dA \dots\dots\dots(5.12)$$

$$\frac{d(\Delta T)}{U \Delta T dA} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{q_T} \dots\dots\dots(5.13)$$

Après séparation des variables,  $\Delta T$  et  $A$ , et puisque  $U$  est constant, l'équation peut être intégrée entre 0 et  $A_T$  et entre  $\Delta T_2$  et  $\Delta T_1$ , pour  $\Delta T$ ,  $A_T$  étant la surface d'échange totale ainsi :

$$\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = \frac{U(\Delta T_2 - \Delta T_1) \cdot A_T}{q_T} \dots\dots\dots(5.14)$$

Par conséquent :

$$q_T = U A_T \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = U A_T \Delta T_{ML} \dots\dots(5.15)$$

Avec :

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)}$$

$\Delta T_{ML}$  désigne la moyenne logarithmique de la différence de température globale.

L'expression de la ( $\Delta T_{ML}$ ) est valable pour les deux systèmes de circulation, néanmoins le contre-courant pur est plus avantageux, car pour un système caractérisé par les quatre températures, il conduit à une  $\Delta T_{ML}$  plus grande, c'est à dire à la surface la plus faible pour un flux de chaleur ( $q$ ) donné, Ainsi :

$$\frac{Acc}{Acp} < 1$$

Où :

Acc : Surface d'échange à contre courant

Ac<sub>p</sub> : Surface d'échange à courant parallèle.

Mais dans la pratique, certaines conditions d'exploitation peuvent rendre souhaitable un fonctionnement à Co-Courant (Pour éviter par exemple, des dépôts par solidification ou de condensation corrosives liées aux distributions de températures le long des tubes).

### 5.5. Coefficients Individuels de Transfert de Chaleur

Le coefficient individuel de transfert de chaleur est généralement défini par l'équation :

$$h = \frac{dq/dA}{T - T_p} \dots\dots\dots(5.17)$$

Où

$dq/dA$  : densité de flux de chaleur basée sur la surface de contact avec le fluide.

T : Température moyenne du fluide

T<sub>p</sub> : Température de la paroi en contact avec le fluide.

L'équation (5.17) peut être appliquée aux deux fluides :

Pour le fluide chaud elle devient :

$$h_c = \frac{dq/dA_i}{T - T_{pc}} \dots\dots\dots(5.18)$$

Pour le fluide froid :

$$h_f = \frac{dq/dA_e}{T - T_{pf}}$$

Où

A<sub>i</sub> et A<sub>e</sub> : Sont les surfaces intérieure et extérieure respectivement. (m<sup>2</sup>)

T' et T : Températures des fluides froid et chaud respectivement. (°C)

T<sub>pf</sub> et T<sub>pc</sub> : Température de la paroi côté fluide froid et côté fluide chaud respectivement.

En pratique, les coefficients de films internes et externes pourraient être obtenus au moyen d'une corrélation qui est spécifique pour l'eau dans laquelle les variations des caractéristiques physiques avec la température (0-100°C) sont incluses.

Elle est donnée par : réf. ( 6 )

$$h = 4280 (0.00488T_m - 1) u^{0.8} / d^{0.2} \dots\dots\dots(5.20)$$

où :

$T_m$  : Température moyenne du fluide (K)

$u$  : Vitesse linéaire (m/s)

$d$  : Diamètre de la conduite (m)

$h$  : Coefficient de film ( $W/m^2K$ )

Pour le fluide chaud l'équation devient :

$$h_i = 4280 (0.00488T - 1) u^{0.8} / d_i^{0.2} \dots\dots\dots(5.21)$$

où :

$h_i$  : Coefficient de film interne ( $W/m^2K$ )

$d_i$  : Diamètre interne du tube intérieur

$T$  : Température moyenne du fluide chaud

Pour le fluide froid :

$$h_e = 4280 (0.00488T' - 1) u^{0.8} / D_e^{0.2} \dots\dots\dots(5.22)$$

Où :

$h_e$  : Coefficient de film externe

$D_e$  : Diamètre équivalent donné par :

$$D_e = \frac{\pi (D_i^2 - d_o^2)}{4 \pi (D_i + d_o)}$$

Soit  $D_e = D_i - d_o$  (m)

$T'_m$  : Température moyenne du fluide froid. (K)

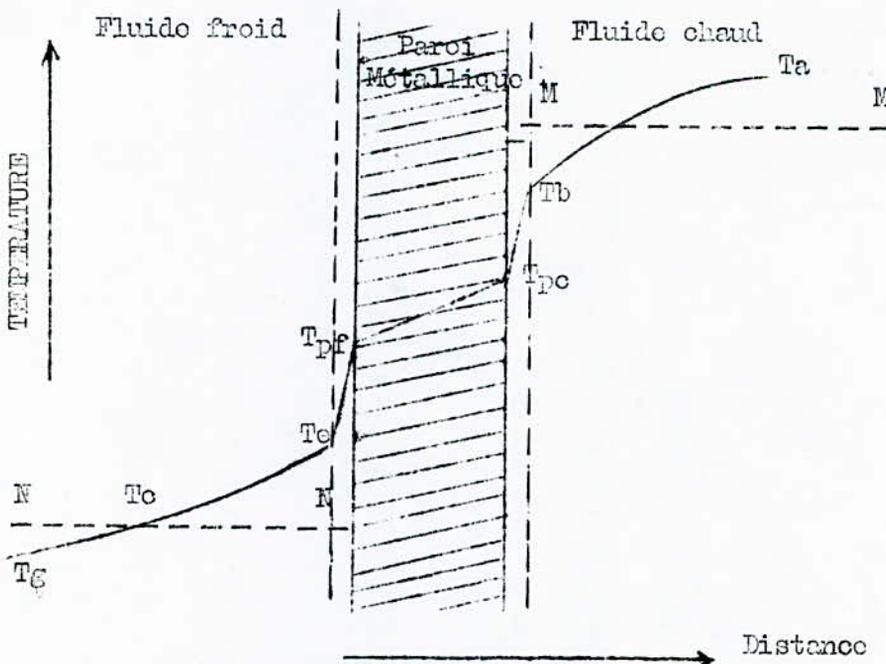
- 6 - CALCUL DU COEFFICIENT GLOBAL DE TRANSFERT DE CHALEUR A PARTIR DES COEFFICIENTS INDIVIDUELS

Considérons un échangeur de chaleur à double tube où le fluide chaud circule dans le tube intérieur et le fluide froid dans l'espace annulaire.

On suppose que le nombre de Reynolds est suffisamment grand pour assurer un régime turbulent ainsi que la propreté des surfaces internes et externes du tube intérieur (dépourvues de dépôts, d'encrassement).

La figure (8) montre la paroi séparant le fluide chaud à droite et le fluide froid à gauche.

La variation de la température avec la distance à travers la paroi est montrée par la ligne brisée  $T_a$   $T_b$   $T_{pc}$   $T_{pf}$   $T_c$   $T_g$ . Le profil des températures comporte trois régions distinctes, une dans chaque fluide et une à travers la paroi ; chacune des régions offre une résistance au transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid, et dont la résultante est nommée résistance globale.



(fig.8): Profil de température à travers une paroi métallique en convection forcée.

où:

II : Ligne de température moyenne du fluide froid

III : Ligne de température moyenne du fluide chaud

Le flux de chaleur circulant par conduction à travers une paroi cylindrique est donné par la forme différentielle suivante :

$$\frac{dq}{dA_{ml}} = K \cdot \frac{T_{pc} - T_{pf}}{e} \dots\dots\dots (6.1)$$

Où :

K : Conductivité thermique du métal ( W/m °C )

e : épaisseur de la paroi ( m )

$dq/dA_{ml}$  : flux de chaleur basé sur la moyenne logarithmique de  $A_i$  et  $A_e$ .

Le flux de chaleur à travers la paroi étant conservatif, on peut dire que :

$$dq = K \cdot \frac{T_{pc} - T_{pf}}{e} \cdot dA_{ml} \dots\dots\dots (6.2)$$

$$dq = h_o ( T_{pf} - T_f ) \cdot dA_o \dots\dots\dots (6.3)$$

$$dq = h_i ( T_c - T_{pc} ) \cdot dA_i \dots\dots\dots (6.4)$$

En faisant la somme :

$$(T_{pc} - T_{pf}) + (T_{pf} - T_f) + (T_c - T_{pc}) = T_c - T_f$$

$$\Delta T = dq \left\{ \frac{1}{h_i dA_i} + \frac{e}{K dA_{ml}} + \frac{1}{h_o dA_o} \right\} \dots\dots\dots (6.5)$$

$$dq = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_i dA_i} + \frac{e}{K dA_{ml}} + \frac{1}{h_o dA_o}} \dots\dots\dots (6.6)$$

Supposant que le flux est basé l'air extérieur du tube intérieur. En divisant les deux membres de l'équation par  $dA_o$ ;

$$\frac{dq}{dA_o} = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_i dA_i} + \frac{e}{K dA_{ml}} + \frac{1}{h_o}} \dots\dots\dots (6.7)$$

Etant donné :

$$\frac{d\Delta e}{dA_i} = \frac{de}{di} \dots\dots\dots(6.8)$$

Et  $\frac{d\Delta e}{dA_{ml}} = \frac{de}{\bar{d}_{ml}} \dots\dots\dots(6.9)$

Où :

$d_i$  ,  $d_e$ ,  $\bar{d}_{ml}$  sont les diamètres intérieur, extérieur et la moyenne logarithmique des diamètres respectivement.

Pendant :

$$\frac{dq}{d\Delta e} = \frac{T_c - T_f}{\frac{de}{hidi} + \frac{e}{K} + \frac{de}{\bar{d}_{ml}} + \frac{1}{ho}} \dots\dots\dots(6.10)$$

En comparant cette équation avec celle du bilan thermique, on peut exprimer le coefficient global de transfert de chaleur (U) en fonction des coefficients individuels et de la conductivité thermique du matériau (k).

$$\frac{1}{U_e} = \frac{e}{K} + \frac{de}{\bar{d}_{ml}} + \frac{1}{ho} + \frac{1}{hi} + \frac{de}{di} \dots\dots\dots(6.11)$$

De même si le flux est basé sur l'aire interne du tube intérieur, on aura :

$$\frac{1}{U_i} = \frac{e}{K} + \frac{di}{\bar{d}_{ml}} + \frac{1}{he} + \frac{di}{de} + \frac{1}{hi} \dots\dots\dots(6.12)$$

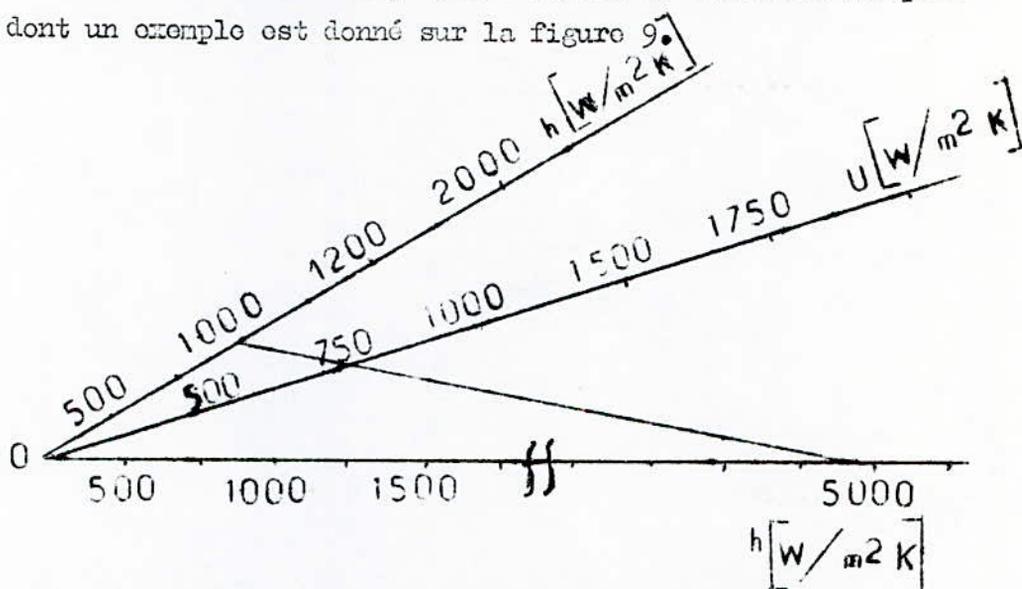
Remarque :

- Bien que le choix de la surface sur laquelle est basé le coefficient global soit arbitraire, il arrive parfois qu'une surface soit particulièrement plus commode que d'autres. Pour les tubes de faible épaisseur ou dans les cas où une très faible erreur est commise on utilisant  $A_i$ ,  $A_{ml}$  et  $A_e$  pour le calcul du coefficient global,  $U_i$  et  $U_e$  seront identiques.

Il arrive qu'un coefficient (supposons  $h_0$ ) soit très petit en comparaison avec  $e/K$  et  $h_c$  tel que le terme  $1/h_0$  soit très large devant les autres termes de la résistance totale ; dans de tels cas, le coefficient global est assimilé au plus petit coefficient, ainsi :

$$U_e = h_0$$

Le coefficient global de transfert de chaleur peut être estimé assez raisonnablement, soit par des valeurs estimées à partir des coefficients de film, soit à partir de certaines abaques dont un exemple est donné sur la figure 9.



(fig. 9) : Coefficient global d'échange estimée

- Les équations (6.11) et (6.12) ne posent aucun problème pour le calcul du coefficient global de transfert de chaleur pourvu que :

- L'hydrodynamique de l'écoulement soit connue ( $Re$ ), ainsi que les propriétés des deux fluides (Températures)
- Les dimensions de l'échangeur soient connues,  $d_e$  et  $d_i$ .
- La nature du matériau soit connue, c'est à dire sa conductivité thermique ( $K$ ).

6 - 1 - LE FACTEUR D'ENCRASSEMENT

Durant le fonctionnement de l'échangeur, les surfaces d'échanges ne peuvent demeurer propres par suite de l'encrassement des tubes, provenant des dépôts ou de saleté ; ceci cause une résistance supplémentaire au flux de chaleur et, par suite, une réduction du coefficient global de transmission. La création de cette nouvelle résistance se traduit par l'addition d'un terme supplémentaire à l'équation (6.5). Ainsi en supposant des dépôts sur l'aire interne et externe du tube intérieur, l'équation (6.5) devient après correction :

$$\Delta T = dq \left[ \frac{1}{dA_i h_{di}} + \frac{1}{dA_i h_i} + \frac{e}{K dA_{ml}} + \frac{1}{h_e dA_e} + \frac{1}{dA_e h_{de}} \right] \quad (6.13)$$

Où  $h_{di}$  et  $h_{de}$  sont les facteurs d'encrassement des surfaces interne et externe respectivement.

Ce qui donne pour le coefficient global basé sur l'aire externe :

$$U_e = \frac{1}{\left(\frac{d_e}{d_i} h_{di}\right) + \left(\frac{d_e}{h_i d_i}\right) + \left(\frac{e}{K}\right) \cdot \left(\frac{d_e}{d_{ml}}\right) + \frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_{de}}} \quad (6.14)$$

et celui basé sur l'aire interne :

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_{di}} + \frac{1}{h_i} + \left(\frac{e}{K} \cdot \frac{d_i}{d_{ml}}\right) + \left(\frac{d_i}{d_e} \cdot \frac{1}{h_e}\right) + \left(\frac{d_i}{d_e} \cdot \frac{1}{h_{de}}\right)} \quad (6.15)$$

7 - EFFICACITE D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR

On peut définir l'efficacité d'un échangeur de chaleur comme étant le rapport entre le flux de chaleur effectivement transféré par l'échangeur et le flux maximal transférable dans les conditions d'une surface d'échange infinie qui permet d'avoir la température finale d'un des fluides identique, en fin d'opération, à la température initiale de l'autre fluide. Le flux de chaleur effectivement transféré peut être calculé soit à partir de la quantité de chaleur perdue par le fluide chaud soit à partir de la quantité de chaleur gagnée par le fluide froid.

Le flux de chaleur maximum est exprimé par :

$$q_{\max} = (\dot{m} C_p)_{\min} (T_1 - T_1') \dots\dots\dots(7.1)$$

Pour un échangeur fonctionnant à co-courant :

$$q = \dot{m}_c C_{p_c} (T_1 - T_2) = \dot{m}_f C_{p_f} (T_2' - T_1') \dots\dots\dots(7.2)$$

Pour le contre-courant :

$$q = \dot{m}_c C_{p_c} (T_1 - T_2) = - \dot{m}_f C_{p_f} (T_2' - T_1') \dots\dots\dots(7.3)$$

Soit :

$C_c = \dot{m}_c C_{p_c}$  : Capacité calorifique horaire du fluide chaud (W/°C)

$C_f = \dot{m}_f C_{p_f}$  : Capacité calorifique horaire du fluide froid (W/°C)

L'efficacité est donnée par la relation :

$$E = \frac{C_c (T_1 - T_2)}{C_{\min} (T_1 - T_1')} \dots\dots\dots(7.4)$$

Ou

$$E = \frac{C_f (T_2' - T_1')}{C_{\min} (T_1 - T_1')} \dots\dots\dots(7.5)$$

Avec

$C_{\min}$  étant la plus faible des deux quantités  $C_c$  et  $C_f$ .

L'introduction de la notion d'efficacité a un intérêt dans le calcul du flux de chaleur transféré basé sur les températures d'entrée des deux fluides car les températures de sorties sont liées aux conditions opératoires (débits), et le flux de chaleur calculé sur leur base présente des inconvénients.

Le flux de chaleur est directement donné par l'équation suivante :

$$q = E C_{\min} (T_1 - T_1') \dots\dots\dots(7.6)$$

Soit un écoulement parallèle

Le bilan thermique à partir de l'entrée jusqu'à une section transversale quelconque de l'échangeur soit :

$$- C_c (T - T_1) = C_f (T' - T_1')$$

$$T = T_1 - \frac{C_f}{C_c} (T' - T'_1)$$

$$T - T' = - (1 + C_f/C_c) T' + (C_f/C_c) T'_1 + T_1$$

En remplaçant  $(T - T')$  dans l'équation du bilan :

$$C_f dT' = U \cdot dA (T - T')$$

$$\frac{dT'}{- (1 + C_f/C_c) T' + (C_f/C_c) T'_1 + T_1} = \frac{U \cdot dA}{C_f}$$

L'intégration sur toute la longueur c'est à dire :

de  $A = 0$  à  $A = A_T$  donne :

$$\text{Ln} \left[ \frac{- (1 + (C_f/C_c) T'_2 + (C_f/C_c) T'_1 + T_1}{- (1 + (C_f/C_c) T'_1 + (C_f/C_c) T'_1 + T_1)} \right] = - \left( \frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_c} \right) U A_T$$

On peut simplifier :

$$\text{Ln} \left[ \frac{(1 + (C_f/C_c)) (T'_1 - T'_2) + T_1 - T'_1}{T_1 - T'_1} \right] = - \left( \frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_c} \right) U A_T$$

$$\text{Ln} \left[ 1 + (1 + (C_f/C_c)) \frac{T'_1 - T'_2}{T_1 - T'_1} \right] = - \left( \frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_c} \right) U A_T$$

$$\text{Ln} \left[ 1 - E \left( -\frac{C_{\min}}{C_c} + \frac{C_{\min}}{C_f} \right) \right] = - \left( \frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_c} \right) U A_T$$

$$1 - E \left( -\frac{C_{\min}}{C_c} + \frac{C_{\min}}{C_f} \right) = \text{EXP} \left[ - \left( \frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_c} \right) U A_T \right]$$

$$E = \frac{1 - \text{EXP} \left[ - \left( \left( \frac{1}{C_f} \right) + \left( \frac{1}{C_c} \right) \right) U A_T \right]}{\frac{C_{\min}}{C_c} + \frac{C_{\min}}{C_f}} \dots \dots \dots (7.7)$$

Lorsque :  $C_c < C_f$ , l'efficacité devient :

$$E = \frac{1 - \text{EXP} \left[ - \left( \left( \frac{C_c}{C_f} \right) + 1 \right) \left( \frac{U A_T}{C_c} \right) \right]}{1 + C_c/C_f}$$

Et lorsque  $C_f < C_o$ , on obtient :

$$E = \frac{1 - \text{EXP} \left\{ - \left( 1 + (C_o/C_f) \right) \left( U A_{TP}/C_o \right) \right\}}{1 + (C_o/C_f)}$$

Dans les deux cas, l'efficacité peut donc s'écrire sous la forme :

$$E = \frac{1 - \text{EXP} \left\{ - \left( 1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \cdot \left( \frac{U A_{TP}}{C_{\min}} \right) \right\}}{1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}} \dots\dots\dots(7.8)$$

Un raisonnement similaire peut être appliqué dans le cas du fonctionnement à contre-courant .

Ce qui donne pour E :

$$E = \frac{1 - \text{EXP} \left\{ - \left( 1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \cdot \left( \frac{U A_{TP}}{C_{\min}} \right) \right\}}{1 + \left( \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \text{EXP} \left\{ - \left( 1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \cdot \left( \frac{U A_{TP}}{C_{\min}} \right) \right\}} \dots\dots\dots(7.9)$$

Les courbes d'efficacité pour quelques systèmes d'écoulement sont présentées sur les figures 10-a et 10-b .

En abscisse, on a porté la valeur du terme  $(U A_{TP}/C_{\min})$ . Le paramètre constant pour chaque courbe, est le rapport des capacités calorifiques horaires  $C_{\min}/C_{\max}$ , et on lit la valeur de l'efficacité en ordonnée.

8 - UNITÉS DE TRANSFERT DANS LES ÉCHANGEURS DE CHALEUR

Le groupement adimensionnel défini dans le chapitre précédent  $(U A_{TP}/C_{\min})$  est appelé nombre d'unité de transfert en abrégé NUT, il est représentatif du pouvoir d'échange de l'appareil .

Des abaques fournissant l'efficacité à partir du NUT et du rapport  $(C_{\min}/C_{\max})$  ont été dressé pour la plus part des configurations courantes d'écoulement . Ces documents constituent une aide précieuse au calcul des échangeurs .

D'habitude les échangeurs de chaleur sont décrits par les coefficients globaux de transfert de chaleur U . Dans certain cas, il est avantageux de les décrire en terme d'unité de transfert . Ainsi, d'une manière analogue au concept d'unités de transfert dans le transfert de masse , la longueur totale de l'échangeur est représentée sous forme d'un produit de deux facteurs .

1 - L'un, ayant la dimension d'une longueur et faisant intervenir les conditions opératoires (tel le débit), et qu'on appelle : Longueur d'unité de transfert .

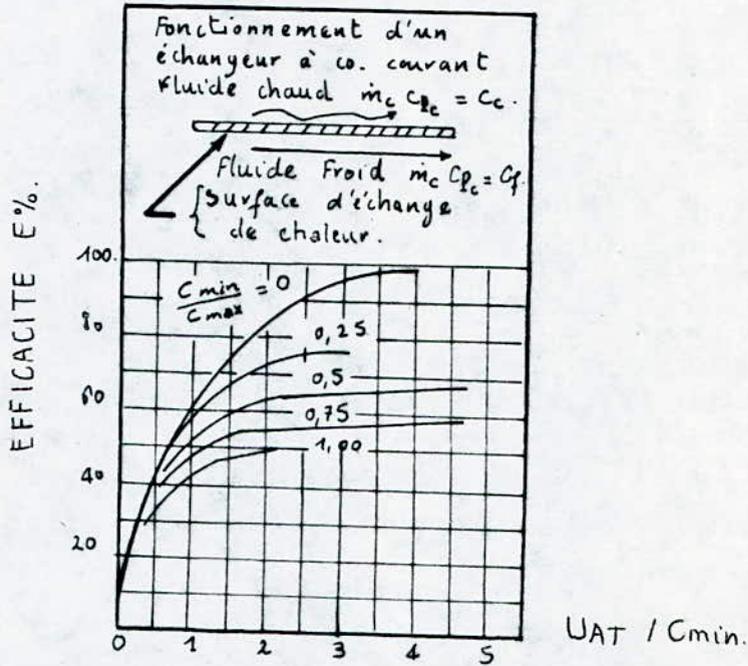


Fig 10 - a : Efficacité d'un échangeur de chaleur pour un écoulement parallèle.

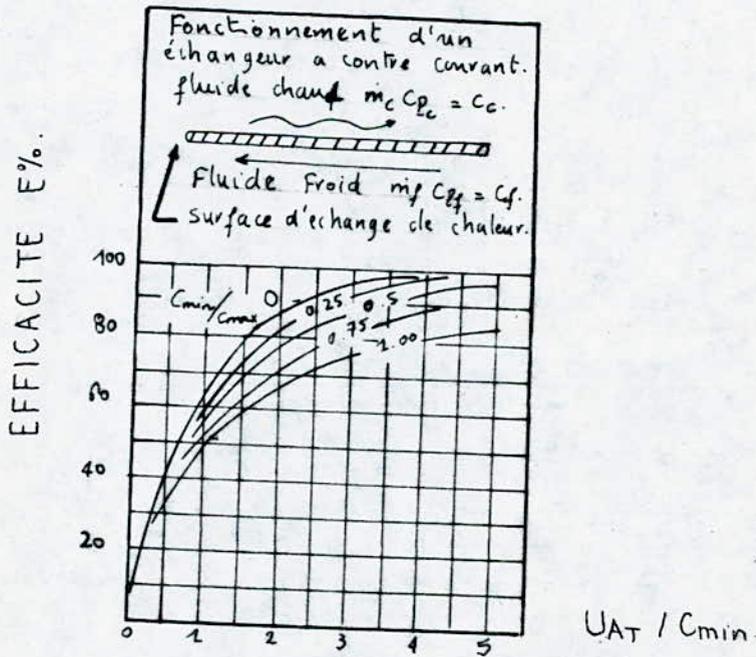


Fig 10-b : Efficacité d'un échangeur de chaleur à contre-courant.

2 - L'autre adimensionnel qui n'est rien d'autre que le NTU. Il dépend essentiellement des températures et des forces motrices.

8 - 1 - Définition d'Une Unité de Transfert

Une unité de transfert correspond à une section de l'échangeur dans laquelle l'accroissement de la température du fluide froid (respectivement l'abaissement de la température du fluide chaud) est numériquement égal à la température moyenne logarithmique dans cette section.

Soit L : La longueur totale de l'échangeur

$$L = NTU \cdot UMT \dots\dots\dots(8.1)$$

Le calcul de UMT et NTU se fait, soit sur la base du fluide froid, soit sur la base du fluide chaud.

Ainsi :

$$L = NTU_f \cdot UMT_f \dots\dots\dots(8.2)$$

L'indice f correspond au fluide froid.

$$L = NTU_c \cdot UMT_c \dots\dots\dots(8.3)$$

L'indice c correspond au fluide chaud.

8 - 2 - Calcul de UMT et de NTU

Le calcul sera fait sur un élément de surface d'échange  $dA$  et de longueur  $dL$ .

$$dA = \pi \cdot d \cdot dL \dots\dots\dots(8.4)$$

La quantité de chaleur transférée sera accumulée par le fluide froid.

$$dq = \dot{m}_f \cdot C_{pf} \cdot dT' \dots\dots\dots(8.5)$$

$$= U \cdot dA \cdot dT' \dots\dots\dots(8.6)$$

Avec  $C_f = \dot{m}_f \cdot C_{pf}$  capacité calorifique du fluide froid.

A partir des équations (8.5) et (8.6) nous pouvons écrire :

$$C_f \cdot dT' = U \cdot \pi \cdot d \cdot (T - T') \cdot dL \dots\dots\dots(8.7)$$

$$\text{D'où : } dL = \frac{C_f}{de U_e} \frac{dT'}{T - T'}$$

Après intégration entre 0 et L d'une part et entre  $T_1'$  et  $T_2'$

d'autre part. On obtient :

$$L = \frac{C_f}{de U_e} \int_{T_1'}^{T_2'} \frac{dT'}{T - T'}$$

Le premier facteur dans cette équation a la dimension d'une longueur (EUF), le second est dimensionnel (NUT).

$$EUF_f = \frac{C_f}{de U_e} \dots \dots \dots (8.9)$$

$$NUT_f = \int_{T_2'}^{T_1'} \frac{dT'}{T - T'} \dots \dots \dots (8.10)$$

$$L = NUT_f \cdot EUF_f$$

$$NUT_f = \frac{L}{EUF_f}$$

$$NUT_f = \frac{\lambda de U_e}{C_f} \cdot L \dots \dots \dots (8.11)$$

$$NUT_f = (\lambda de L) \cdot \frac{U_e}{C_f}$$

$$NUT_f = Ae \cdot \frac{U_e}{C_f} \dots \dots \dots (8.12)$$

Ainsi nous retrouvons l'expression du nombre d'unité de transfert calculé à la base du fluide froid.

### 9 - Pertes de charge dans les échangeurs de chaleur

La question des pertes de charge des fluides dans les échangeurs est évidemment de première importance puisque ce sont des dépenses d'énergie entraînées par ces chutes de pression, qui limitent les nombres de Reynolds, et donc les coefficients de transfert de chaleur à des valeurs optimales. Si l'on s'en tient à la partie théorique, on pourrait croire qu'il suffit d'augmenter très fortement le coefficient global d'échange  $U$  pour réduire la surface. En fait, une nouvelle contrainte peut s'imposer, c'est l'aspect de perte de charge. Nous avons vu que le coefficient global de transfert de chaleur  $U$  est fonction des coefficients de film  $h$ . Pratiquement tous ces  $h$  peuvent s'écrire sous la forme :

$$h = C_{ste} \cdot Re^{\alpha} \cdot Pr^{\beta}$$

Avec :

$Re$  : Nombre de Reynolds

$Pr$  : Nombre de Prandtl

$\alpha, \beta$  : Coefficients expérimentaux

Dans cette expression, le nombre de Reynolds est un paramètre proportionnel à la vitesse. Si l'on admet une vitesse de circulation très grande, on améliorera donc le transfert. Cependant, le phénomène doit être analysé parallèlement au critère de perte de charge. Les pertes totales de pression dans les échangeurs comprennent la perte par frottements dans les tubes et les pertes non récupérables par changement brusque de section ou de direction (Coude, Té, Manchon, ...).

Dans le cas le plus général :

$$\Delta P = C_{ste} \cdot u^2$$

Où :

$u$  : est la vitesse linéaire du fluide.

La perte de charge due aux frottements dans la conduite peut être reliée à l'énergie cinétique du fluide par unité de volume par la relation proposée par : DARCY - WEISBACH.

$$\Delta P_f = \lambda \frac{L}{D} \rho \frac{u^2}{2} \dots\dots\dots(9.1)$$

Où :

$\Delta P_f$  : Perte de charge par frottement (Pa)

D : Diamètre du conduit (m)

L : Longueur du conduit (m)

$\rho$  : Masse volumique du fluide (kg/m<sup>3</sup>)

u : Vitesse du fluide (m/s)

$\lambda$  : Coefficient de perte de charge unitaire

Le coefficient de perte de charge unitaire est fonction du régime d'écoulement et de la rugosité relative ( $\frac{\epsilon}{D}$ )

$$\lambda = f \left( Re, \frac{\epsilon}{D} \right)$$

Où :

$\epsilon$  : Coefficient de rugosité

D : Diamètre du conduit

Régime Laminaire

En combinant l'équation de DARCY - WEISBACH à celle de POISEUILLE, on tire la valeur du coefficient de perte de charge.

L'équation de POISEUILLE pour une conduite circulaire est donnée par :

$$\Delta P = 32 \frac{\mu u L}{D}$$

Où :

$\mu$  : Viscosité dynamique du fluide (cP)

u : Vitesse linéaire du fluide (m/s)

L : Longueur du conduit (m)

D : Diamètre du conduit (m)

Le coefficient de perte de charge est donné par :

$$\lambda = 64/Re \dots\dots\dots(9.2)$$

Régime Turbulent

- Conduite lisse de section droite constante :

$$\lambda = a + \frac{b}{Re^n} \dots\dots\dots(9.3)$$

BLASIUS :  $3 \cdot 10^3 < Re < 5 \cdot 10^4$

$$\lambda = \frac{0.3168}{Re^{0.25}} \dots\dots\dots(9.4)$$

COCHRAN :  $4 \cdot 10^3 < Re < 2 \cdot 10^7$

$$\lambda = \frac{0.16}{Re^{0.15}} \dots\dots\dots(9.5)$$

KOO :  $3 \cdot 10^3 < Re < 3 \cdot 10^6$

$$\lambda = 0.0052 + \frac{0.5}{Re^{0.32}} \dots\dots\dots(9.6)$$

- Conduite rugueuse :

KARMAN - NIKURADSE :

$$\lambda^{0.5} = -2 \log \frac{\epsilon}{3.71 D} \dots\dots\dots(9.7)$$

Où :

$\epsilon$  : Coefficient de rugosité

D : Diamètre du conduit

Régime Intermédiaire

COFFENGROOK - WEISS proposent :

$$\lambda^{-0.5} = -2 \log \frac{2.51}{Re \lambda^{0.5}} + \frac{\epsilon}{3.71 D} \dots\dots\dots(9.8)$$

Pertes de charges locales ( ou singulières ) :

Ces pertes de charges sont provoquées par une modification brutale du diamètre ou de la direction de la tuyauterie par un obstacle (diaphragme, robinet, soupape ...). Au voisinage de telles singularités, un décolllement des lignes de courant se produit et il y a formation de tourbillons la présence de cour- ce se traduit par une perte d'énergie qui s'ajoute à la perte de charge répartie, provoquée par la viscosité du fluide.

Où :

quelque soit le régime d'écoulement général, les pertes de charges locales sont proportionnelles au carré de la vitesse d'écoulement. Elles sont bien représentées par une équation analogue à celles de DARCY - WEISBACH au niveau de chaque accident on a une perte de charge  $\Delta P_s$ , lière donnée par :

$$\Delta P_s = \lambda \frac{L_e}{D} \rho \frac{u^2}{2}$$

Où :

- u : Vitesse linéaire du fluide (m/s)
- $\rho$  : Masse volumique du fluide ( $\text{kg/m}^3$ )
- $L_e$  : Longueur équivalente du conduit (m)
- D : Diamètre du conduit (m)

Le tableau ci-joint nous donne les longueurs des conduites équivalentes :

TABIEAU N° 4

Pièces Spéciales	$L_e$ de Conduite Iminée ou Nbre de D.
Coude 45°	15
Coude 90°	30 - 70
Coude 100°	75
Vannes à passage direct, ouverte	7
Vannes à passage direct, 1/4 fermée	40
Vannes à passage direct, 1/2 fermée	200
Vannes à passage direct, 3/4 fermée	800
Vannes à passage <b>indirect</b> ouverte	300

# DEUXIEME PARTIE

**CONCEPTION ET**

**CALCUL D'UN**

**ECHANGEUR DE**

**CHALEUR**

Le principe du projet d'installation d'un écoulement est simple. Il consiste à calculer les éléments du domaine de l'écoulement pour assurer un débit donné depuis un point A jusqu'à un ou plusieurs points B, les bacs, conduites et réservoirs forment le domaine d'écoulement. En effet, il y a une variable indépendante qui est la section de la conduite, pour laquelle son estimation dépend énamément du choix de la vitesse d'écoulement, en ce contexte on est limité par des vitesses maximales ; au delà, le terme en  $u^2$  entraînerait pour celles-ci des valeurs prohibitives.

A cet effet, nous avons tenté de faire un calcul de dimensionnement d'un échangeur de chaleur à tubes concentriques sur ordinateur, afin de pouvoir optimiser les conditions opératoires pour lesquelles l'échangeur fonctionne dans son régime le plus économique.

Les variables de procédé qui influent largement sur le dimensionnement de l'échangeur sont : la perte de charge permise des courants fluides et la différence moyenne de température entre les deux fluides. Indépendamment de ces paramètres, il y a lieu de mentionner d'autres variables qui sont non moins importantes que les deux précédentes. Elles comprennent les propriétés physiques des fluides, la localisation des fluides dans l'échangeur et l'arrangement des tubes.

En mécanique des fluides, un calcul de pertes de charges dans les deux circuits est prévu, ainsi que celui de la hauteur piézométrique nécessaire à une charge donnée pour assurer un débit de fluide de refroidissement constant ainsi qu'un régime d'écoulement turbulent.

Pour des raisons économiques et techniques, nous avons jugé utile l'isolation thermique de l'échangeur avec une matière appropriée. Pour cela, un calcul de l'épaisseur optimale du calorifuge s'impose.

10 - DOSSIER NECESSAIRES A LA CONCEPTION D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR

L'ingénieur doit considérer, lors de son étude, les conditions du procédé et les exigences mécaniques qui s'imposent. De ce fait, la liste suivante nous présente les informations de base qui devront être fournies.

A - Informations du Procédé

- 1 - Choix des fluides utilisés.
- 2 - Débits des fluides.
- 3 - Pressions de travail et perte de charge permise.
- 4 - Température d'entrée et de sortie des fluides.
- 5 - Le facteur d'encrassement.

B - Informations Mécaniques

- 1 - Dimensions des tubes
  - a- Diamètres
  - b- Longueurs
  - c- Epaisseur
- 2 - Disposition des tubes et installation
  - a- Tubes verticaux
  - b- Tubes horizontaux
- 3 - Matériel de construction recommandé
- 4 - Choix des circuits de fluides.

Certaines des informations précitées peuvent être présentées comme suggestions avec une indication de la raison particulière du choix.

10 - 1 - Information du Procédé

10.1.1. Choix des fluides utilisés

L'établissement d'un projet nécessite la connaissance des propriétés physiques des fluides :

- Chaleur massique à pression constante.
- Masse volumique.
- Viscosité.

De fait de l'abondance de l'eau et sa haute capacité de chaleur, ce fluide est utilisé d'une manière étendue comme un moyen d'échange de chaleur. Néanmoins, il y a quelques difficultés dans son utilisation. L'inconvénient majeur de l'emploi de l'eau dans les échangeurs de chaleur se résume en deux points essentiels.

- L'eau exerce une action corrosive considérable à haute température, et particulièrement si cette eau renferme de l'oxygène dissout en grande proportion.

- A haute température, il existe un risque de formation de dépôts minéraux.

Ainsi, pour surmonter de telles difficultés, on procède à un traitement de l'eau avant son utilisation.

#### 10 - 1 - 2 - Température d'Entrée et de Sortie

Les températures d'entrée et de sortie des deux fluides sont habituellement choisies en première étape de la conception. Cependant il n'y a pas de règle spécifique pour déterminer la meilleure approche de température. Toutefois, il y a quelques recommandations fournies par des études antérieures.

\* La plus grande différence de température doit être aux environs de 20°C entre la température d'entrée et de sortie.

\* La plus petite différence de température doit être au moins de 5°C. ( 3 )

#### 10 - 1.3 - Perdes de Charges

La sélection de la perte de charge optimale suppose des considérations globales du procédé. En effet la perte de charge raisonnable ne doit pas excéder la valeur de 10 Psi. ( 4 )

#### 10 - 1 - 4 Le Facteur d'encrassement

Les dépôts de tartre sur les tubes réduisent la quantité de chaleur transférée et conditionnent directement la fréquence des arrêts pour nettoyage. Au cours du calcul, il faudra tenir compte de la chute du coefficient de chaleur pendant la période d'activité de l'appareil. On estime en général que la période d'activité normale d'un échangeur est d'une année au minimum, pour ceux qui ne fonctionnent pas d'une manière permanente, cette période est insignifiante. Les résistances d'encrassement sont fournies par la TEMA (Tubular Exchanger Manufacture Association). De toute façon, les valeurs de ces résistances n'étant qu'approximatives, la précision du calcul du coefficient global de transfert de chaleur peut s'avérer impossible.

#### 10-2 Informations Générales

##### 10 - 2 - 1 Dimensions des tubes

- Du point de vue prix de revient on a intérêt à choisir des tubes ayant un diamètre qui ne soit pas très grand, qui est un compromis entre les frais et les coûts d'encombrement
- Lorsqu'il s'agit de choisir une longueur pour l'échangeur il ne faut pas perdre de vue que celle-ci doit être suffisante pour que les effets d'entrée (couches limites thermique et hydrodynamique) ne persistent pas sur la longueur.

Les longueurs effectives utilisées couramment sont 3.6, 4.5 ou 6m

\* Une attention particulière est accordée à la sélection de l'épaisseur du fait que la chaleur est transférée à travers la paroi du tube, par conséquent les caractéristiques désirables des tubes doivent inclure entre autre une faible épaisseur pour diminuer la résistance au transfert de chaleur.

#### 10 - 2 - 2 - Disposition des tubes et Installation

Une installation verticale sera probablement choisie afin de réduire l'espace occupé par l'appareil. Tous les éléments de l'appareil sont assemblés par raccords "union" qui permettent un démontage rapide en vue du nettoyage ou du remplacement des tubes.

#### 10 - 2 - 3 - Matériel de Construction Recommandé

Si l'on désire que les forces motrices d'approche (différence de température des deux fluides aux extrémités de l'échangeur) soient assez importantes pour assurer une efficacité d'échange acceptable, il faudra plutôt choisir un matériau de construction de haute conductivité thermique (cuivre par exemple) pour diminuer la résistance de la paroi des tubes.

#### 10 - 2 - 4 - Choix des circuits de Fluides

Pour déterminer lequel des fluides circule dans le tube interne et lequel circule dans l'espace annulaire, les facteurs suivants doivent être pris en considération.

##### \* Corrosion

Placer le fluide le plus corrosif dans le tube interne pour que la corrosion ne s'ancre que sur l'unique paroi du tube et de ce fait un nettoyage facile.

\* Encrassement

Placer le fluide le plus encrassant dans le tube interne permettant ainsi des vitesses supérieures, du fait que l'augmentation de la vitesse entraîne l'abaissement du facteur d'encrassement.

\* Température

Le fluide le plus chaud est placé dans le tube interne du fait que l'action corrosive augmente avec la température.

\* Pression

L'utilisation d'un écoulement à pression élevée dans le tube interne exige peu d'éléments de haute performance (qui résistent aux hautes pressions).

\* Viscosité

Le transfert de chaleur est amélioré en plaçant généralement le fluide visqueux dans l'espace annulaire.

\* Débit d'écoulement

Placer le fluide qui a le plus faible débit d'écoulement dans l'espace annulaire résulte d'une conception plus économique. La turbulence existe dans l'espace annulaire mais avec des vitesses plus faibles. Cependant pour des raisons économiques et de vibrations des garnes de vitesse dans le tube et dans l'espace annulaire ont été proposées (16).

$$\text{Dans le tube : } u = 1 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad 2 \text{ m/s}$$

$$\text{Dans l'espace annulaire : } u' = 0.8 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad 1.5 \text{ m/s}$$

## 11 - DIMENSIONNEMENT D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR TUBULAIRE SIMPLE

Lorsqu'en fait le dimensionnement d'un échangeur, deux paramètres sont fixés par les conditions de procédé, à savoir la quantité de chaleur  $Q$  qui correspond au besoin de l'appareil et la DTLM. On voit donc que les seuls paramètres libres sont le coefficient global de transfert de chaleur  $U$  et la surface d'échange  $A$ . L'objectif d'un dimensionnement thermique réside, à partir de corrélations de la littérature, dans le calcul du coefficient global de transfert de chaleur  $U$ . Nous présentons à cet effet un exemple de calcul afin d'illustrer les différentes étapes à suivre pour un calcul d'échangeur tubulaire simple.

### \* Choix des Unités

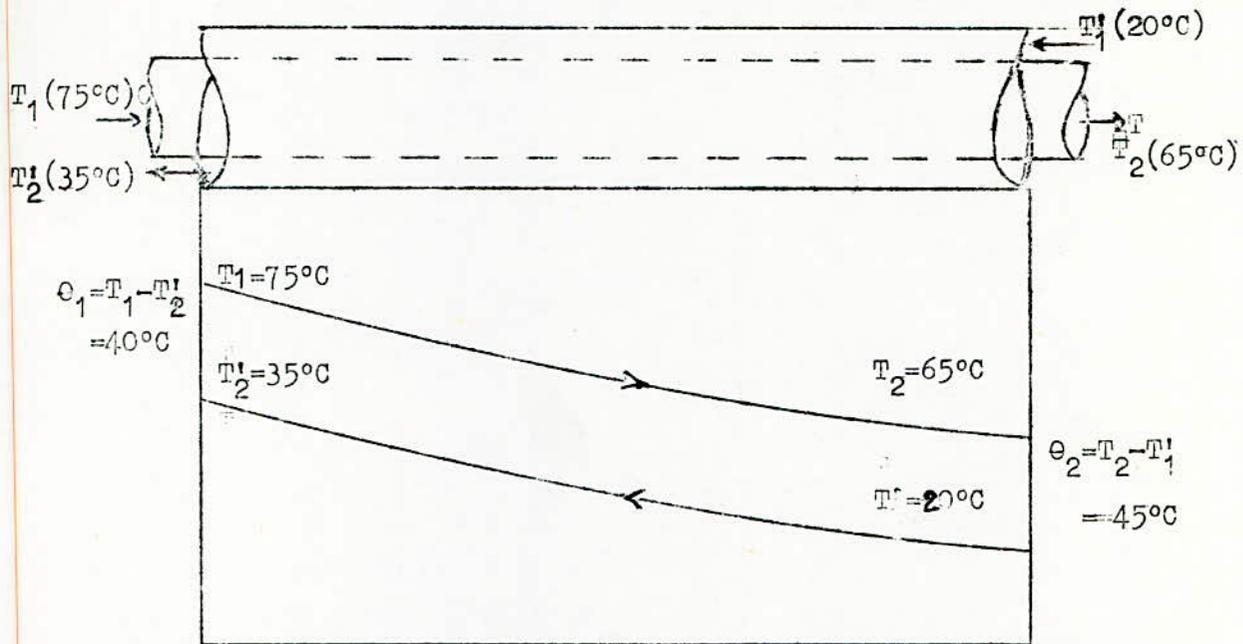
Le système pratique d'unité adopté est le MKS (mètre, kilogramme, seconde) complété par l'utilisation du degré Kelvin et du Watt. Dans ces conditions, pour la clarté des exposés, tous les développements théoriques ont été conduits dans un système d'unité uniforme jusqu'à la formule finale qui pourra être utilisée directement pour les calculs.

### \* Calcul

Le transfert de chaleur entre les deux fluides est résolu sous les hypothèses suivantes, classiquement admises pour un problème de dimensionnement.

- Le fonctionnement de l'échangeur est en régime permanent.
- L'échangeur est isolé thermiquement de l'environnement extérieur.
- L'alimentation de l'échangeur est supposée parfaite, aussi bien côté tube que côté enveloppe.

Le calcul sera traité pour un écoulement à contre-courant :



$x$  : distance le long de l'échangeur

$$DTLM = \frac{\theta_2 - \theta_1}{\ln \frac{\theta_2}{\theta_1}} = \frac{45 - 40}{\ln \frac{45}{40}} = 42.45^\circ\text{C}$$

11 - 1 - Bilan thermique

Le bilan thermique pour chacun des fluides traduit l'équilibre entre l'apport d'énergie par convection et le flux de chaleur échangé entre les deux fluides.

$$Q = \dot{m}_c C_{p_c} \Delta T = \dot{m}_f C_{p_f} \Delta T' \dots\dots\dots(11.1)$$

Où :

$\dot{m}_c$  : Débit massique d'eau chaude (kg/s)

$C_{p_c}$  : Chaleur spécifique d'eau chaude (kcal/kg °C)

$\Delta T'$  : Différence de température d'eau froide (°C)

$\Delta T$  : Différence de température d'eau chaude (°C)

$\dot{m}_f$  : Débit massique d'eau froide (kg/s)

$C_{p_f}$  : Chaleur spécifique d'eau froide (kcal/kg °C)

\* Conditions opératoires

Débit volumique d'eau chaude	$V_c = 1.5 \text{ m}^3/\text{h}$	
Température d'entrée d'eau chaude	$T_1 = 75^\circ\text{C}$	} $T_m = 70^\circ\text{C}$
Température de sortie d'eau chaude	$T_2 = 65^\circ\text{C}$	
Température d'entrée d'eau froide	$T'_1 = 28^\circ\text{C}$	} $T_m = 27.5^\circ\text{C}$
Température de sortie d'eau froide	$T'_2 = 35^\circ\text{C}$	

$$\rho_c (70^\circ\text{C}) = 983.67 \text{ kg/m}^3$$

$$C_{p_c} (70^\circ\text{C}) = 0.88866 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

$$\rho_f (27.5^\circ\text{C}) = 995.67 \text{ kg/m}^3$$

$$C_{p_f} (27.5^\circ\text{C}) = 0.99825 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

$$Q = \dot{m}_c C_{p_c} \Delta T = \rho_c V_c C_{p_c} \Delta T$$

$$Q = 983.67 \times \frac{1.5}{3600} \times 0.88866 \times 10 \times 4.18$$

$$Q = 15.225 \text{ KW}$$

Nous proposons ici deux exemples de calcul d'échangeur avec des dimensions différentes.

\* Calcul du diamètre intérieur du tube interne

Pour le fluide chaud on a :  $V_c = A_i \cdot u$

$$V_c = \frac{d_i^2}{4} \cdot u \dots\dots\dots(11.2)$$

Nous choisissons une vitesse d'écoulement dans la gaine

(1 - 2 m/s) : Soit  $u = 1.5 \text{ m/s}$

$$d_i = \left( \frac{4 \times V_c}{\pi \cdot u \cdot 3600} \right)^{\frac{1}{2}} \quad d_i = \left( \frac{4 \times 1.5}{\pi \cdot 1.5 \cdot 3600} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$d_i = 18.81 \text{ mm}$$

En se référant aux normes, les diamètres les plus proches peuvent être choisis, soit par défaut soit par excès.

11 - 2 - Exemple n°1

\* Tube interne

Le diamètre le plus proche choisi par défaut :

$$d_i = 18\text{mm}$$

En vue de minimiser la résistance des parois du tube, on choisit une épaisseur de :  $e = 1\text{mm}$

Comme :  $d_o = d_i + 2e$

$$d_o = 20\text{mm}$$

$$\text{Tube interne} \begin{cases} d_i = 18\text{mm} \\ d_o = 20\text{mm} \end{cases}$$

Calcul inverse de la vitesse

La vitesse linéaire dans le tube est donnée par la relation :

$$u = \frac{4 \cdot V_c}{\pi d_i^2 \cdot 3600} \dots\dots\dots(11.3)$$

$$u = \frac{4 \times 1.5}{\pi \times (0.018)^2 \times 3600}$$

$$u = 1.64 \text{ m/s}$$

La vitesse est dans la gamme (1 - 2 m/s)

\* Tube externe

Soit  $V_f$  le débit volumique d'eau froide circulant dans l'espace annulaire.  $V_f$  est tiré à partir de l'expression du bilan thermique.

$$V_f = \frac{Q}{\rho_f C_{p_f} \Delta T'}$$

$$V_f = \frac{15.225 \times 3600}{995.67 \times 0.99825 \times 15 \times 4.18}$$

$$V_f = 0.879 \text{ m}^3/\text{h}$$

On choisit une vitesse dans l'espace annulaire  $u'$ , telle que  $u'$  soit dans la gamme (0.8 - 1.5 m/s) soit  $u' = 1.15 \text{ m/s}$ .

L'équation de continuité appliquée à l'espace annulaire :

$$V_f = A_a \cdot u' \dots\dots\dots(11.4)$$

Où :

$A_a$  : Section de passage ( $m^2$ )

$$A_a = V_f / u'$$

$$A_a = \frac{0.879}{3\,600 \times 1.15}$$

$$A_a = 2.12 \times 10^{-4} m^2$$

La relation liant  $A_a$  et  $D_i$

$$A_a = \frac{\pi}{4} (D_i^2 - D_o^2) \dots\dots\dots(11.5)$$

$$D_i = \left[ \frac{4 A_a}{\pi} + D_o^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$
$$D_i = \left[ \frac{4 \times 2.12 \times 10^{-4}}{\pi} + (0.020)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$D_i = 25.89mm$$

Le diamètre le plus proche pris par excès :

$$D_i = 28mm$$

L'épaisseur étant toujours  $e = 1mm$

$$\text{Comme } D_o = D_i + 2e$$

$$D_o = 30mm$$

$$\text{Tube externe } \begin{cases} D_i = 28mm \\ D_o = 30mm \end{cases}$$

Calcul inverse de la vitesse

La vitesse linéaire  $u'$  dans l'espace annulaire est

donnée par la relation :

$$u' = \frac{4 V_f}{\pi (D_i^2 - D_o^2) 3\,600} \dots\dots\dots(11.6)$$

$$u' = \frac{4 \times 0.879}{\pi (28^2 - 26^2) 3600 \times 10^{-6}}$$

$$u' = 0.809 \text{ m/s} \quad (u' \text{ est dans la gamme } 0.8 - 1.5 \text{ m/s}).$$

11 - 2 - 1 - Estimation du coefficient global de transfert de chaleur à partir des coefficients de film.

a- Calcul du coefficient du film interne

En pratique, les coefficients de film sont exprimés au moyen d'une corrélation qui est spécifique pour l'eau. Elle est donnée par :

$$h_i = 4280 \left[ 0.00488 T_m - 1 \right] \frac{u^{0.8}}{d_i^{0.2}} \dots \dots \dots (11.7)$$

Où :

$$T_m = (70 + 273) \text{ K}$$

$$u = 1.64 \text{ m/s}$$

$$d_i = 0.018 \text{ m}$$

$$h_i = 4280 \left[ 0.00488 (273 + 70) - 1 \right] \frac{1.64^{0.8}}{0.018^{0.2}}$$

$$h_i = 9568 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

b- Calcul du Coefficient de film externe.

Une corrélation similaire à la précédente est utilisée pour le calcul du coefficient de film externe.

$$h_e = 4280 \left[ 0.00488 T'_m - 1 \right] \frac{u'^{0.8}}{D_o^{0.2}} \dots \dots \dots (11.8)$$

Où :

$D_o$  : Est le diamètre équivalent donné par :

$$D_o = D_i - d_o = 28 - 20$$

$$d_o = 8 \text{ mm} = 0.008 \text{ m}$$

$$u' = 0.809 \text{ m/s}$$

$$T'_m = (27.5 + 273) \text{ K}$$

$$h_o = 4280 \left[ 0.00488 (27.5 + 273) - 1 \right] \frac{0.809^{0.8}}{(0.008)^{0.2}}$$

$$h_o = 4425 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Le Coefficient global de transfert de chaleur basé sur la surface externe s'exprime comme suit :

$$U_o = \frac{1}{\frac{o}{K} \cdot \frac{d_o}{d_{ml}} + \frac{1}{h_o} + \frac{d_o}{d_i} \cdot \frac{1}{h_i} + F_o + F_i} \dots\dots\dots(11.9)$$

Où :

K : Conductivité thermique du cuivre

$$K = 371.56 \text{ W/m K}$$

o : Epaisseur du tube

$$o = 1 \text{ mm}$$

$$d_{ml} = \frac{d_o - d_i}{\ln \frac{d_o}{d_i}} = \frac{20 - 18}{\ln \frac{20}{18}}$$

$$d_{ml} = 18.98 \text{ mm}$$

R<sub>o</sub> et R<sub>i</sub> sont les résistances d'encrassement externe et interne respectivement du tube interne.

$$R_i = 3.44 \times 10^{-4} \text{ (m}^2 \text{ K/W)}$$

$$R_o = 2.58 \times 10^{-4} \text{ (m}^2 \text{ K/W)}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{10^{-3}}{371.56} \cdot \frac{20}{18.98} + \frac{1}{4425} + \frac{20}{18} \cdot \frac{1}{9568} + (3.44 + 2.58)10^{-4}}$$

$$U_o = 1056 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

11 - 2 - 2 - Calcul de la surface d'échange et Estimation de la longueur totale de l'échangeur

L'équation générale qui régit le transfert de chaleur dans les échangeurs s'exprime par :

$$Q = A_e U_o (\text{DTLM}) ; \dots\dots\dots(11.10)$$

$$A_e = \frac{Q}{U_o (\text{DTLM})}$$

$$A_e = \frac{15.225 \cdot 10^3}{1056 \times 42.45}$$

$$A_e = 0.339 \text{ m}^2$$

Comme  $A_e = \pi d_o L \dots\dots\dots(11.11)$

$$L = \frac{A_e}{\pi d_o}$$

$$L = \frac{0.339}{\pi \cdot 20 \cdot 10^{-3}}$$

$$L = 5.4 \text{ m}$$

11 - 3 - Exemple n° 2

\* Tube interne

Le diamètre le plus proche choisi par excès :

$$d_i = 20 \text{ mm}$$

$$\text{donc } d_o = 22 \text{ mm}$$

$$\text{Tube interne } \left\{ \begin{array}{l} d_i = 20 \text{ mm} \\ d_o = 22 \text{ mm} \end{array} \right.$$

Calcul inverse de la vitesse dans le tube

$$u = \frac{4 \times V_c}{\pi d_i^2 \times 3600}$$

$$u = \frac{4 \times 1.5}{\pi (0.020)^2 \times 3600}$$

$$u = 1.33 \text{ m/s}$$

\* Tube externe

$$V_f = 0.879 \text{ m}^3/\text{h} \quad \Delta a = 2.12 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$D_i = \left[ \frac{4 \times 2.12 \cdot 10^{-4}}{\pi} + 0.022^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$D_i = 27.45 \text{ mm}$$

Le diamètre le plus proche pris par excès :

$$D_i = 28 \text{ mm} \text{ donc } D_o = 30 \text{ mm}$$

$$\text{Tube externe} \begin{cases} D_i = 28 \text{ mm} \\ D_o = 30 \text{ mm} \end{cases}$$

Calcul inverse dans l'espace annulaire

$$V_f = 0.879 \text{ m}^3/\text{h} \quad ; \quad D_i = 0.028 \text{ m} \quad ; \quad d_o = 0.022 \text{ m}$$

$$u' = \frac{4 V_f}{\pi \cdot 3600 (D_i^2 - d_o^2)}$$

$$u' = \frac{4 \times 0.879}{\pi \cdot 3600 (0.028^2 - 0.022^2)}$$

$$u' = 1.04 \text{ m/s}$$

11 - 3<sup>e</sup> - 1 - Estimation du Coefficient global de transfert de chaleur à partir des coefficients de film.

a- Calcul du coefficient de film interne

$$h_i = 4280 \left[ 0.00488 T_{m_i} - 1 \right] \frac{u^{0.8}}{d_i^{0.2}}$$

avec :

$$T_{m_i} = (70 + 273) \text{ K}$$

$$u = 1.64 \text{ m/s}$$

$$d_i = 0.020 \text{ m}$$

$$h_i = 4280 \left[ 0.00488 (273 + 70) - 1 \right] \frac{1.33^{0.8}}{0.020^{0.2}}$$

$$h_i = 7922 \text{ W/m}^2\text{K}$$

b- Calcul du coefficient de film externe

$$h_e = 4280 \left[ 0.00488 T_{m'_e} - 1 \right] \frac{u'^{0.8}}{D_o'^{0.2}}$$

avec :

$$T_{m'_e} = (27.5 + 273) \text{ K}$$

$$u' = 1.04 \text{ m/s}$$

$$D_o' = D_i - d_o = 28 - 22$$

$$D_o' = 6 \text{ mm} = 0.006 \text{ m}$$

$$h_e = 4280 \left[ 0.00488 (27.5 + 273) - 1 \right] \frac{1.04^{0.8}}{(0.006)^{0.2}}$$

$$h_e = 5731 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Le coefficient global de transfert de chaleur basé sur la surface externe est donné par :

$$U_o = \frac{1}{\frac{o}{K} \cdot \frac{d_o}{d_{nl}} + \frac{1}{h_o} + \frac{d_o}{d_{nl}} \cdot \frac{1}{h_i} + E_o + F_i}$$

avec :

$$K = 371 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$o = 1\text{mm} = 10^{-3}\text{m}$$

$$d_{nl} = \frac{d_o - d_i}{\ln \frac{d_o}{d_i}}$$

$$d_{nl} = \frac{22 - 20}{\ln \frac{22}{20}}$$

$$d_{nl} = 20.98\text{mm}$$

Nous proposons aussi les mêmes résistances d'encrassement :

$$F_i = 3.44 \cdot 10^{-4} \text{ (m}^2\text{K/W)}$$

$$F_o = 2.58 \cdot 10^{-4} \text{ (m}^2\text{K/W)}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{10^{-3}}{371.56} \cdot \frac{22}{20.98} + \frac{1}{5731.07} + \frac{22}{20} \cdot \frac{1}{7922.75} + (3.44 + 2.58)10^{-4}}$$

$$U_o = 1089 \text{ W/m}^2\text{K}$$

11 - 3 - 2 - Calcul de la Surface d'échange et Estimation de la longueur

$$Q = A_o U_o \text{ (DTLM)}$$

$$A_o = \frac{Q}{U_o \text{ (DTLM)}}$$

$$A_o = \frac{15.225 \times 10^{-3}}{1089.15 \times 42.45}$$

$$A_o = 0.329 \text{ m}^2$$

$$A_o = \bar{A} d_o L$$

$$L = \frac{A_o}{\bar{A} d_o}$$

$$L = \frac{0.329}{\bar{A} \times 22 \times 10^{-3}}$$

$$L = 4.76 \text{ m}$$

REMARQUE -

Si l'on vient à comparer les deux échangeurs ainsi calculés, nous optons sûrement pour le deuxième ; du fait que pour des conditions de fonctionnement identiques, nous arrivons à un coefficient global supérieur et une longueur plus faible.

**ORGANIGRAMME 1)**

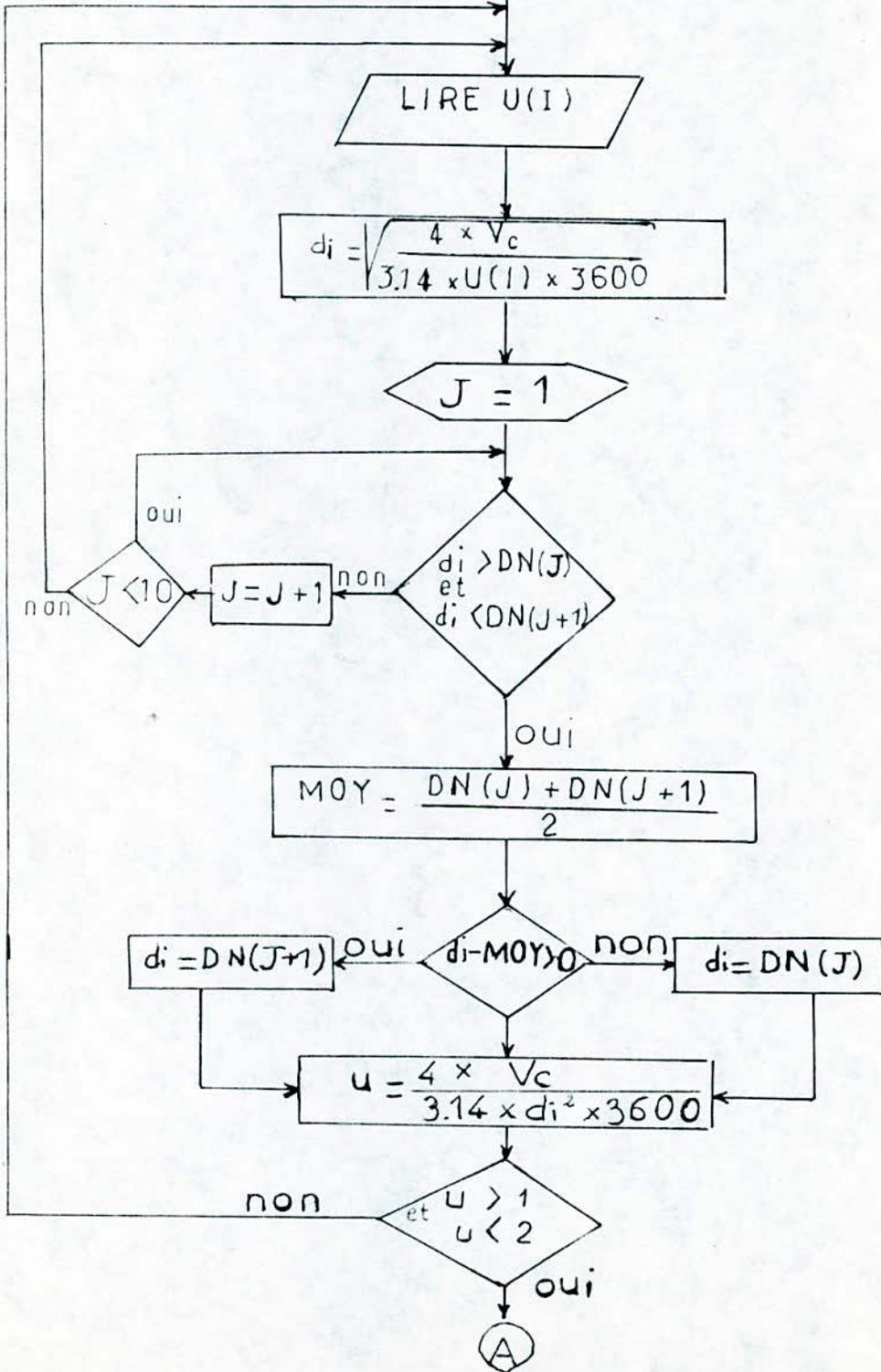
**PROGRAMME DE**

**DIMENSIONNEMENT**

ENTREE DES DONNEES  
 $\rho_c, V_c, C_{Pc}, C_{Pf}, T_1, T_2, T_3, T_4, \rho_f, E_p$

ENTREE DES DIAMETRES  
DES NORMES DN(J)

$$Q = \rho_c \times C_{Pc} \times V_c \times (T_1 - T_2) \times 418 / 3600$$



(A)

$$d_e = d_i + 2 \times E_p$$

$$V_f = \frac{Q \times 3600}{\rho_f \times C_{p_f} (T_4 - T_3) \times 4.18}$$

LIRE  $U'(I)$

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \times V_f}{3.14 \times U'} + d_e^2}$$

J = 1

Decision:  $d_i > DN(J)$  et  $d_i < DN(J)$

non → J = J + 1

Decision: J < 10

oui

$$MOY = \frac{DN(J) + DN(J+1)}{2}$$

Decision:  $D_i - MOY > 0$

oui →  $D_i = DN(J+1)$

non →  $D_i = DN(J)$

$$U' = \frac{4 \times V_f}{3.14 \times 3600 \times (D_i^2 - d_e^2)}$$

Decision:  $U' > 0.8$  et  $U' < 1.5$

non → loop back

oui → exit

(B)

B

$$D_e = D_i + 2 \times E_p$$

$$T_M = (T_1 + T_2) / 2$$

$$H_i = 4280 \left( 0.00488 (T_M + 273) - 1 \right) \times U \frac{0.8}{d_i} 0.2$$

$$T_{1M} = (T_3 + T_4) / 2$$

$$D_{eq} = D_i - d_e$$

$$H_e = 4280 \left( 0.00488 (T_{1M} + 273) - 1 \right) U \frac{0.8}{D_{eq}} 0.2$$

$$D_{ml} = \frac{d_e - d_i}{\ln(d_e / d_i)}$$

ENTREE,  $R_e, R_i, K$

$$U_e = 1 / \left( \frac{E_p \times d_e}{K} + \frac{1}{D_{ml} H_e} + \frac{d_e}{d_i} \times \frac{1}{H_i} + R_e + R_i \right)$$

$$A_e = \frac{Q}{U_e \times DTLM}$$

$$L = \frac{A_e}{3.14 \times d_e}$$

$u, u', d_e, d_i, D_e, D_i,$   
 $H_e, H_i, U_e, A_e, Q, L$

END

**PROGRAMME DE**

**DIMENSIONNEMENT**

Acquisition des données :

L'acquisition des données se réalise de la manière suivante :

- Possibilité de stockage sur un fichier de données permet à l'utilisateur de reprendre à tout instant les caractéristiques d'un échangeur de chaleur déjà calculées , l'utilisateur peut travailler avec plusieurs fichiers et classer ainsi les échangeurs traités. L'utilisateur reste toujours maître du choix des valeurs des propriétés physiques nécessaires à son calcul.

Exécution du programme :

Notre programme a été traité par un mini-ordinateur (microvax ) ou l'utilisateur ne peut travailler que s'il dispose d'un numéro de compte qui sera créé à sa demande.

Chaque utilisateur est définie par :

\* Son Nom ( USERNAME ) Exp. : KLARED

\* Son mot de passe ( Password ) Exp. : Echangour

Le programme s'appelle "AMINE ; FOR"

Le fichier des données s'appelle "AMINE. DAT"

Le fichier résultat s'appelle "AMINE.RESU"

Pour exécuter le programme taper les touches (CTRL) et (Z) en même temps, il apparaît le signe (\*)

1- Si on veut sauvegarder la version on écrit : Ex

2- Si on ne veut pas la sauvegarder on écrit : Quit

La vérification des erreurs syntaxiques se fait comme suit :

OK > FOR.AMINE.FOR

S'il n'y a pas d'erreurs, le prompt apparait de nouveau d'où on doit faire la compilation.

OK > LINK AMINE.FOR

\* L'exécution se fait en tapant:

OK > RUN AMINE.FOR

S'il n'y a pas d'erreurs arithmétiques, le programme sera exécuté et donnera le résultat voulu.

\* L'impression se fait en écrivant:

OK > PRINT AMINE. FOR

Vous pouvez, enfin, récupérer votre programme avec ces résultats sur un listing.

## 12- DESCRIPTION DE L'INSTALLATION D'ECHANGE THERMIQUE

Pour des raisons de sécurité et de simplicité de construction nous optons pour une longueur totale de 6m.

Afin de minimiser le nombre de soudures, de jonction et de coude, trois éléments de 2m sont prévus pour l'installation d'échange thermique.

### TUYAUTERIE:

L'installation comporte des tubes en cuivre de trois diamètres différents et une conduite en verre:

1- La double enveloppe de l'échangeur pour la circulation de l'eau de refroidissement,  $\phi$  28/30

2- Conduite d'amener et d'évacuation d'eau froide et conduite de recyclage,  $\phi$  12/14

3- Une tuyauterie pour la circulation de l'eau chaude,  $\phi$  18/20

4- Conduite en verre pour l'amenée d'eau chaude (écoulement à contre courant)

LES CARACTERISTIQUES DES DIFFERENTS TUBES SONT REGROUPES DANS LE TABLEAU CI-DESSOUS (N° 5 )

Tube	Longueur Totale (mm)	Diamètre extérieur	Epaisseur (mm)	Section de passage (mm <sup>2</sup> )
doublé enveloppe	6000	30	1	615.44
eau de refroidissement et recyclage	489	14	1	113.04
eau chaude	6000	20	1	254.34
Amenée d'eau chaude E.C.C (en verre)	477	22	3	200.96

ASSEMBLAGES:

Pour le raccordement de la tuyauterie, des coudes, des mamelons, des raccords et des tés ont été utilisés.

Des tés et des coudes ont été brasés à l'étain sur la tuyauterie.

Les mamelons filetés assurent l'assemblage des tubes aux vannes.

Des rondelles en cuivre de diamètre 80mm ont été brasés à l'argent à chaque extrémité afin de maintenir un espace annulaire constant le long de l'échangeur.

Pour les mamelons et tés, ils sont dimensionnés tel que les tubes puissent pénétrer d'une longueur au moins égale au diamètre du tube, condition nécessaire pour assurer à l'assemblage brasé à l'étain une solidité suffisante.

L'INSTALLATION D'ECHANGE THERMIQUE COMPORTE: (ANNEXE N°7)

- un générateur d'eau chaude (9)
- des vannes chauffantes (14)
- une pompe centrifuge (10)
- un réservoir à niveau constant (11)

- Des vannes d'alimentation d'eau chaude (5)
- Des vannes de recyclage (3)
- Des vannes d'alimentation d'eau froide (1)
- Un débitmètre (6)
- Des sondes thermométriques (2)
- Un thermocontact (8)

#### Réservoir à niveau constant :

C'est un bac en plexiglas de forme cylindrique situé à une hauteur de 3m au dessus de l'installation. Il assure un débit d'eau de refroidissement constant durant la marche de l'expérience.

- Volume 321
- Hauteur 0.72m
- Section transversale 0.045m<sup>2</sup>

#### Purge de Vapour

Arrivant à des températures supérieures à 70°C, une évacuation des vapeurs permet de diminuer la pression à l'intérieur de l'appareil et par suite la puissance de pompage.

A cet effet un petit orifice de 1mm de diamètre est prévu au point le plus haut de l'installation.

#### Pompe centrifuge

L'installation est dotée d'une pompe centrifuge type  
*EIVS*

#### Performances :

- Débit maximum : 8 m<sup>3</sup>/h
- Débit minimum : 1 m<sup>3</sup>/h
- Hauteur manométrique : 11 m
- Pression maximale admissible : 3 bars
- Température maximale admissible : 130 °C

### Débitmètre

Il comprend :

- Un tube de mesure en verre avec une échelle gravée.
- Un flotteur métallique
- Une butée supérieure
- Une butée inférieure

Le débit maximum admissible est de  $8 \text{ m}^3/\text{h}$

### By-Pass

Pour l'amorçage de la pompe, en aval de celle-ci, est prévu un by-pass rotournant dans le bac de chauffe. C'est une dérivation constituée d'un tube et d'une vanne qui permet d'élargir la gamme d'utilisation des débits d'eau chaude.

### Sonde thermométrique

C'est une sonde surmontée d'une impression digitale. Et on en dispose en quatre points de l'installation. La gamme de température mesurée : - 50 à 180°C.

### Générateur d'eau chaude

C'est un bac carré en plexiglas de

- Capacité : 90l
- Hauteur : 450mm
- Epaisseur : 8mm

Une vidange en un point bas est prévue, c'est un orifice de diamètre 20mm, par lequel une charge d'eau du bac passe dans une pompe centrifuge.

### Cannes chauffantes

Dans le bac de chauffe, plongent des éléments chauffants. D'une puissance totale de  $2 \text{ kW}$

### 13 - CALCUL DE PERTES DE CHARGE

L'écoulement des fluides dans les tubes revêt un caractère très déterminant dans le dimensionnement d'un échangeur de chaleur. A tous les stades de l'installation, nous avons des fluides qui se mouvent : la maîtrise des lois qui régissent leurs écoulements fera la fiabilité du fonctionnement de l'appareil. Les corrélations réunies sous forme d'équations seront suffisantes pour lever une telle indétermination. Le calcul des pertes de pression est souvent essentiel au cours de la phase de dimensionnement ; en effet, certaines solutions peuvent très bien convenir thermiquement, et être rejetées pour une perte de charge jugée trop importante. Il est donc important de calculer au mieux les pertes de pression pour les deux circuits. Pour chacun de ceux-ci, on cherche à évaluer les différentes composantes de la perte de pression entre l'entrée et la sortie de l'échangeur.

- La perte de pression par frottement

- Les pertes de pression singulières : ces singularités sont dues aux différents accidents le long du circuit.

L'équation (9.1) exprime la relation entre la perte de charge par frottement et l'énergie cinétique du fluide par unité de volume.

L'équation (9.9) montre la dépendance de la perte de charge singulière au niveau de chaque accident en fonction des longueurs de conduites équivalentes ( $L_e$ ).

Nous traitons ici un exemple de calcul de la perte de charge dans un échangeur de chaleur double-tubes afin de présenter la méthode de calcul adoptée ainsi que les corrélations utilisées.

Données du Problème

Tubo externo	!	Diamètre intérieur	$Di = 28\text{mm}$
	!	diamètre extérieur	$Do = 30\text{mm}$
	!	longueur	$L = 6000\text{mm}$

Tubo interno	!	diamètre intérieur	$di = 18\text{mm}$
	!	diamètre extérieur	$do = 20\text{mm}$
	!	longueur	$L = 6000\text{mm}$

Diamètre moyen entre jonction et espace annulaire

$$D_m = 10\text{mm}$$

L'eau de refroidissement pénètre dans l'échangeur à la température ambiante ( $20^\circ\text{C}$ ), on admettant qu'elle en sort à une température de  $35^\circ\text{C}$ . On évaluera les propriétés physiques de l'eau à la température moyenne de  $27.5^\circ\text{C}$ .

Ainsi à  $27.5^\circ\text{C}$  :

$$\rho = 995.67 \text{ kg/m}^3$$

$$\nu = 0.85 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Où :

$\rho$  : est la masse volumique

$\nu$  : est la viscosité cinématique

L'eau de chauffe pénètre dans l'échangeur à  $75^\circ\text{C}$  et on sort à  $65^\circ\text{C}$ . Les propriétés physiques sont évaluées à la température moyenne de  $70^\circ\text{C}$ .

Ainsi à  $70^\circ\text{C}$  :

$$\rho = 977.81 \text{ kg/m}^3$$

$$\nu = 0.415 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

13 - 1 - Calcul de perte de charge dans le tube

Admettons, pour simplifier les calculs, que les tubes sont lisses. Dans ce cas, le coefficient de perte de charge unitaire se calcule au moyen de l'équation de BLASIUS, déjà énoncée.

$$\lambda = \frac{0.3168}{Re^{0.25}}$$

Désignons par  $D P_T$  la perte de charge totale dans le tube.

Désignons par  $u$  la vitesse d'écoulement de l'eau dans le tube.

L'équation de DARCY - WEISBACH devient alors :

$$D P_T = \lambda \left( \frac{L + \sum L_e}{d_i} \right) \rho \frac{u^2}{2} \dots\dots\dots(13.1)$$

Où :

$\lambda$  : Coefficient de perte de charge unitaire

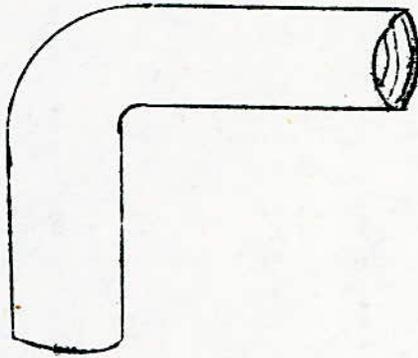
$d_i$  : Diamètre intérieur du tube interne (m)

$L$  : Longueur de l'échangeur (m)

$L_e$  : Longueur équivalente d'une conduite exprimée en nombre de diamètres (m)

Les différents accidents rencontrés par le fluide le long de l'échangeur :

Quatre coudes droits (90°) (Fig. 11)



Posons  $L_e = n \cdot d$  ; tel que  $n$  soit le nombre de diamètre donné par la littérature.

L'équation (13.1) devient :

$$\Delta P_T = \frac{\lambda (L + 4 n d)}{d_i} \rho \frac{u^2}{2} \dots\dots\dots(13.2)$$

Où :

$d$  : Diamètre du coude

$$Re = \frac{\rho u \cdot d_i}{\mu} \dots\dots\dots(13.3)$$

$$\Delta P_T = 0.3168 \left[ \frac{u \cdot d_i}{\nu} \right]^{-0.25} \left[ \frac{L + 4 n d}{d_i} \right] \rho \frac{u^2}{2} \dots\dots\dots(13.4)$$

Application numérique

$$u = 1.5 \text{ m/s} \quad ; \quad d_i = 0.018 \text{ m} \quad ; \quad \nu = 0.415 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$L = 6 \text{ m} \quad ; \quad n = 50 \quad ; \quad \rho = 977.81 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta P_T = 0.3168 \left[ \frac{1.5 \times 0.018}{0.415 \cdot 10^{-6}} \right] \left[ \frac{6 + 4 \times 50 \times 0.02}{0.018} \right] 977.81 \frac{1.5^2}{2}$$

$$\Delta P_T = 12122.46 \text{ N/m}^2$$

$$\text{Cu} \quad \Delta P_T = 1.72 \text{ Psi}$$

La perte de charge calculée est acceptable étant donné qu'elle est largement inférieure à 10 Psi.

13 - 2 - Calcul de la Perte de Charge dans l'Espace Annulaire

Désignons par  $\Delta P_T$  la perte de charge totale dans l'espace annulaire.

Désignons par  $u'$  la vitesse d'écoulement de l'eau dans l'espace annulaire.

L'équation de DARCY - WEISBACH se traduit par :

$$\Delta P_T = \lambda' \frac{(L + \sum L_o)}{D_e} \rho \frac{u'^2}{2} \dots \dots \dots (13.5)$$

Cà :

$\lambda'$  : Coefficient de perte de charge unitaire dans l'espace annulaire

$D_e$  : Diamètre équivalent ( $D_e = D_i - d_o$ ) (m)

$u'$  : Vitesse d'écoulement dans l'espace annulaire (m/s)

Les différents accidents sont : quatre passages à té  
équivalents à un coude droit (car le fluide s'écoule dans  
un sens, l'autre partie du tube contient une eau stagnante).

$$L_0 = n \cdot D_n$$

$$Ro' = \frac{D_0' \cdot u'}{\nu} \dots \dots \dots (13.6)$$

$$\lambda' = \frac{0.3168}{Ro'^{0.25}}$$

$$\Delta P_E = 0.3168 \left[ \frac{D_0' \cdot u'}{\nu} \right]^{-0.25} \left[ \frac{L + 4 n D_n}{D_0} \right] \rho \frac{u'^2}{2} \dots \dots (13.7)$$

Application numérique

$$u' = 1.15 \text{ m/s} ; D_0' = 28 - 20 = 8 \text{ mm} = 0.008 \text{ m}$$

$$\nu = 0.85 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} ; \rho = 995.67 \text{ kg/m}^3$$

$$L = 6 \text{ m} ; n = 50 ; D_n = 0.01 \text{ m}$$

$$\Delta P_E = 0.3168 \left[ \frac{0.008 \cdot 1.15}{0.85 \cdot 10^{-6}} \right]^{-0.25} \left[ \frac{6 + 4 \cdot 50 \cdot 0.01}{0.008} \right] 995.67 \frac{1.15^2}{2}$$

$$\Delta P_E = 20449.09 \text{ N/m}^2$$

ou

$$\Delta P_E = 2.95 \text{ Psi} < 10 \text{ Psi}$$

13 - 3 - Estimation de la Hauteur Piezométrique

L'application de l'équation de BERNOLLI entre les points A et B (fig. ) permet d'obtenir la hauteur H nécessaire pour assurer une vitesse d'écoulement u' dans l'espace annulaire de l'échangeur.

Ainsi :

$$\rho \frac{u_A^2}{2} + P_A + \rho g h_A = \rho \frac{u_B^2}{2} + P_B + \rho g h_B + D P_E \dots (13.8)$$

$u_A = 0$  niveau constant de la surface libre de l'eau de trop plein.

$P_A = P_B$  pression atmosphérique

$$u_B^2 = \left( \frac{d_i^2 - d_o^2}{d_i'^2} \right) u'^2 \dots \dots \dots (13.9)$$

Cù :

$d_i'$  : diamètre intérieur de la tubulure de sortie

$$d_i' = 0.012m$$

L'équation devient :

$$\rho g (h_A - h_B) = \rho \frac{u_B^2}{2} + D P_E \dots \dots \dots (13.10)$$

Comme

$$h_A - h_B = H$$

$$H = \frac{1}{2g} \left[ \frac{d_i^2 - d_o^2}{d_i'^2} \right] u'^2 + \frac{D P_E}{\rho g} \dots \dots \dots (13.11)$$

Application numérique

$$D_i = 0.028m ; d_o = 0.020m ; d_i' = 0.012m ;$$

$$L P_m = 20449.09 \text{ N/m}^2 ; g = 9.81 \text{ m/s}^2 ; \rho = 995.67 \text{ kg/m}^3$$

Pour  $u'$  on prend la vitesse maximale admise c'est à dire  $u' = 1.5 \text{ m/s}$

$$H = \frac{1}{2 \times 9.81} \left( \frac{0.028^2 - 0.020^2}{0.012^2} \right) 1.5^2 + \frac{20449.09}{995.67 \times 9.81}$$

$$H = 2.40m$$

Pour une certaine mesure **de** sécurité nous proposons de prendre  $H = 3m$ .

14 - ISOLATION THERMIQUE

14 - 1 - Définition d'un isolant

On appelle isolant thermique un matériau ayant une faible conductivité thermique.

14 - 2 - Rôle d'un isolant

Le rôle **essentiel** d'un isolant thermique est évidemment d'offrir une bonne résistance à la transmission de la chaleur pour trois raisons principales.

a- Motif économique

On désire éviter la dissipation de la chaleur vers l'extérieur pour réduire les pertes en calories, c'est à dire éviter un gaspillage ou réaliser une économie.

b- Motif technique

Exemple : Si on veut transporter des fluides visqueux dans une canalisation, il faut maintenir tout au long de cette canalisation une température du fluide supérieure à sa température de solidification. On calorifugera alors l'installation ou on isolera les réservoirs de stockage.

c- Motif humain

Réalisation : Veranss d'isolants pour mettre le personnel travaillant au voisinage de tuyauteries ou parois chaudes à l'abri.

14 - 3 - Critère de choix d'un isolant

En dehors du rôle essentiel de l'isolant, on exige de lui également des qualités complémentaires, par exemple :

- Bonne résistance mécanique
- Bonne tenue aux températures d'emploi
- Absence de réactions chimiques avec les **matériaux** à son contact.
- Résistance aux différentes causes de destruction
- Pour certaines applications : ininflammabilité.

On sera donc conduit à un choix entre les différentes espèces d'isolant dans le but d'avoir le maximum de qualités recherchées.

On pourra également réaliser des associations de matériaux dont les caractéristiques se complèteront pour donner un complexe qui répond parfaitement aux conditions imposées par le problème posé.

Nous présentons ici un tableau donnant quelques types d'isolant ainsi que leurs conductivités thermiques correspondantes.

TABLEAU (N°6)  
CONDUCTIVITES THERMIQUES DES ISOLANTS

	$k$ (kcal / h m °C)
Fibres minérales	0.035
Laine de verre	0.03
Liège expansé pur	0.0037
Mousse plastique	
Polystyrène	0.025 à 0.038
Polyuréthane	0.025 à 0.028
Phénoliques	0.038
Mousse de verre	0.043 à 0.054
Matières plastiques	
Aluogéols	0.023 à 0.036

} suivant la  
} valeur de  
} la densité

14 - 4-Calcul de l'épaisseur optimale du calorifuge

La figure ( 12 ) nous montre la disposition des deux tubes ainsi que celle de l'isolant adopté.

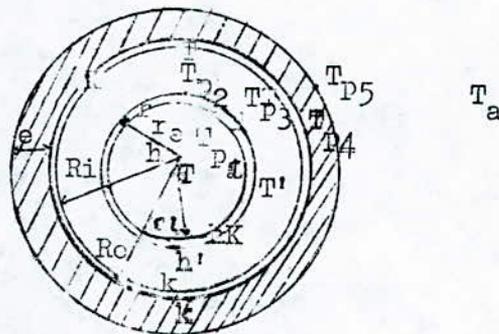


Fig.12 - Coupe d'un élément d'échangeur thermique double-tubes avec calorifuge.

Etant donné que le flux de chaleur suivant la direction radiale est conservatif, on écrit d'emblée que :

$$Q_{conv} = h \times 2 \bar{\Lambda} \times r_i \times L \times (T - T_{p1}) \dots\dots\dots(14.1)$$

$$Q_{cond} = 2 \times \bar{\Lambda} \times K \times L \times \frac{T_{p1} - T_{p2}}{\ln \frac{r_o}{r_i}} \dots\dots\dots(14.2)$$

$$Q_{conv} = h' \times 2 \times \bar{\Lambda} \times r_o \times L \times (T_{p2} - T') \dots\dots\dots(14.3)$$

$$Q_{conv} = h'' \times 2 \times \bar{\Lambda} \times R_i \times L \times (T' - T_{p3}) \dots\dots\dots(14.4)$$

$$Q_{cond} = 2 \times \bar{\Lambda} \times K \times L \times \frac{T_{p3} - T_{p4}}{\ln \frac{R_o}{R_i}} \dots\dots\dots(14.5)$$

$$Q_{cond} = 2 \times \bar{\Lambda} \times k' \times L \times \frac{T_{p4} - T_{p5}}{\ln \frac{(R_o + o)}{R_o}} \dots\dots\dots(14.6)$$

$$Q_{conv} = 2 \bar{\Lambda} h_{air} \times L \times (R_o + o) \times (T_{p5} - T_a) \dots\dots\dots(14.7)$$

L'expression de toutes les différences de températures se traduit par :

$$T - T_{p1} = \frac{Q}{2 \bar{\Lambda} \times r_i \times L \times h}$$

$$T_{p1} - T_{p2} = \frac{Q \ln (r_o / r_i)}{2 \bar{\Lambda} K L}$$

$$T_{p2} - T' = \frac{Q}{2 \bar{\Lambda} r_o \times L \times h'}$$

$$T' - T_{P3} = \frac{Q}{2 \sqrt{\lambda} R_i L h'}$$

$$T_{P3} - T_{P4} = \frac{Q \ln (R_o / R_i)}{2 \sqrt{\lambda} K L}$$

$$T_{P4} - T_{P5} = \frac{Q \ln ((R + e) / R_o)}{2 \sqrt{\lambda} k' L}$$

$$T_{P5} - T_a = \frac{Q}{2 \sqrt{\lambda} (R_o + e) L h_{air}}$$

En sommant membre à membre :

$$T - T_a = \frac{Q}{2 \sqrt{\lambda} L} \left[ \frac{1}{R_i h'} + \frac{\ln (r_o / r_i)}{K} + \frac{1}{r_o h'} + \frac{1}{R_i h'} + \frac{\ln (R_o / R_i)}{K} + \frac{\ln (R_o + e) / R_o}{k'} + \frac{1}{(R_o + e) h_{air}} \right]$$

$$Q = \frac{2 \sqrt{\lambda} L (T - T_a)}{\dots} \dots (14.3)$$

$$\frac{1}{R_i h'} + \frac{1}{r_i h'} + \frac{\ln \frac{r_o}{r_i}}{K} + \frac{1}{r_o h'} + \frac{\ln (R_o / R_i)}{K} + \frac{\ln \frac{R_o + e}{R_o}}{k'} + \frac{1}{(R_o + e) h_{air}}$$

Où :

K : Conductivité thermique du métal (W/m K)

k' : Conductivité thermique du calorifuge (W/m K)

e : Epaisseur du calorifuge (m)

$r$  : Rayon intérieur du tube interne (m)

$r_o$  : Rayon extérieur du tube interne (m)

$R_i$  : Rayon intérieur du tube externe (m)

$R_o$  : Rayon extérieur du tube externe (m)

$h$  : Coefficient de transfert de chaleur par convection du fluide chaud (W/m<sup>2</sup> K)

$h'$  : Coefficient de transfert de chaleur par convection du fluide froid (W/m<sup>2</sup> K)

$h_{air}$  : Coefficient de transfert de chaleur par convection côté air. (W/m<sup>2</sup> K)

On pose :

$$Y = \frac{1}{R_i h'} + \frac{1}{r_i h} + \frac{\ln \frac{r_o}{r_i}}{K} + \frac{1}{k_e h'} + \frac{\ln(R_o/R_i)}{K} + \frac{\ln(R_o + o)}{k'} + \frac{1}{(R + o)h_{air}} \dots\dots\dots(14.9)$$

On peut montrer que le flux de chaleur  $Q$  passe par un minimum lorsque le diamètre extérieur de l'ensemble a une certaine valeur critique, fonction de l'épaisseur de l'isolant.

D'une façon générale,  $Q$  passe par un minimum en fonction de l'épaisseur de l'isolant lorsque :

$$\frac{dY}{de} = 0 \dots\dots\dots(14.10)$$

On obtient alors :

$$\frac{1}{(R_o + o) h_{air}} - \frac{1}{R_o k'} = 0 \dots\dots\dots(14.11)$$

$$e_{opt} = \frac{k}{h_{air}} - R_o \dots\dots\dots(14.12)$$

Cà :

opt : signifie optimal

A partir du tableau n° 6 on voit qu'il faut proscrire la laine de verre ( $k' = 0.030$  W/m K).

Exemple de calcul

Pour une valeur moyenne de  $h_{air} = 1$  W/m<sup>2</sup> K

$k' = 0.030$  W/m K ;  $R_o = 0.015$

$$e_{opt} = \frac{0.030}{1} - 0.015$$

L'épaisseur optimale du calorifuge étant :

$$e_{opt} = 15\text{mm}$$

14 - 5-Protection de l'Isolation

L'efficacité de l'isolation dépendra énormément de la valeur de sa protection. Le choix de cette protection sera donc essentiellement fonctionnel et dépendra à la fois du type de l'installation et de son exposition aux intempéries et aux chocs.

**TROISIEME**

**PARTIE**

**REALISATION ET**

**INSTALLATION D'UN**

**ECHANGEUR DE**

**CHALEUR**

La réalisation est une opération qui consiste à mettre en place les différentes pièces et d'en former ainsi un appareil qui répond aux conditions exigées.

Dans cette partie de la réalisation, nous présentons les différentes opérations de façonnage des tubes (coupage, cintrage, assemblage), de soudure et installation de l'appareil proprement dit. Le côté "désign" de l'appareil suppose l'établissement des dessins des différentes pièces et un dessin global.

### 15 - TRAVAIL DU TUBE EN CUIVRE

Les opérations de façonnage et de jonction des tubes en cuivre se rapprochent beaucoup de celles appliquées aux tubes en fer à quelques différences près inhérentes à la qualité du métal.

#### 15 - 1 - Coupage

Au coupe-tubes ou à la scie à métaux (dents-fines).

#### 15 - 2 - Cintrage

Par ses qualités de malléabilité, le cuivre offre des possibilités de façonnage intéressantes et économiques qui doivent être utilisées au maximum.

La méthode la plus facile et la plus rapide pour cintrer les tubes consiste à utiliser les machines appelées cintruses. Cependant, comme il n'est pas toujours possible d'y avoir recours, on emploie alors les méthodes anciennes par exemple le cintrage par remplissage au sable.

#### 15 - 3 - Assemblages

Nous distinguerons les assemblages obtenus par :

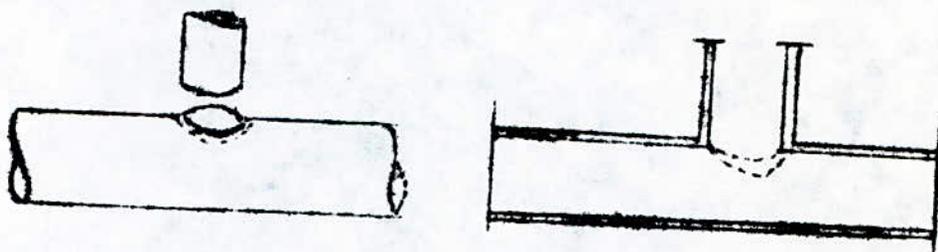
- a- Raccords démontables (à serrage mécanique)
- b- Raccordement direct des tubes au moyen des manchons par soudure.
- c- Soudure directe.

Les raccords démontables sont des pièces en laiton qui comportent des écrous opérant par serrage. Les extrémités des tubes sont façonnées sous forme de collerettes.

L'étanchéité est obtenue par la compression directe sur les parois du tube d'une garniture en matière plastique, caoutchouc.

#### 15 - 4 - Façonnage direct du tube

La jonction de deux tubes en cuivre bout à bout est réalisable sans l'adjonction de pièces de raccords. On conçoit que la réalisation d'un branchement sans raccord intermédiaire (fig.11) nécessite un travail préparatoire plus compliqué qui relève d'une main d'oeuvre déjà spécialisée : perçage du tube, façonnage d'une collerette, ajustage en demi-rond du tube formant un branchement.



Grâce à ce procédé, il est possible de réaliser rapidement avec un outillage simple (perceuse, lime), sans la sujétion de pièces rapportées (raccords), un branchement économique à passage intégrale (donc sans perte de charge) d'un encombrement réduit, d'un aspect plus satisfaisant.

#### 16 - SOUDURES

Le soudage par brasure n'est autre qu'une soudure par capillarité obtenue en moyen d'un alliage à point de fusion relativement élevé. Ce métal rapport est constitué par des baguettes ou des fils d'argent à 40 % minimum d'argent. La conduite du travail est simple. Après avoir convenablement **ajusté** les pièces à assembler, dégraissés et nettoyés. Les surfaces à mettre en contact, on chauffe jusqu'au rouge cerise avec une lampe à braser, ou mieux au chalumeau acétylénique en déplaçant la flamme.

L'extrémité de la baguette du métal d'apport étant enrobé, portant un désoxydant pour faciliter la fonte et la mise en contact quelle que soit la position de ces dernières. La résistance de l'assemblage est très bonne et l'inconvénient de la transformation de l'oxyde n'existe pas. L'exécution est beaucoup plus facile que celle de la soudure autogène simple.

### 17 - RÈGLE DE LA CANALISATION

Les canalisations en cuivre offrent la possibilité de réaliser des installations d'un très bon aspect et capable d'assurer un très long service si l'on prend soin d'observer les quelques règles suivantes :

- Réaliser des joints parfaitement étanches.
- Soutenir les tuyauteries pour ne pas faire travailler les joints.
- Assurer la libre dilatation et contraction des tubes.

#### 17 - 1 - Dilatation

Le tracé des canalisations et la mise en œuvre des tubes doivent être particulièrement étudiés pour permettre la libre dilatation du métal. Dans les installations, en laissant un jeu de 2mm par mètre aux canalisations d'eau chaude, en cuivre en particulier celles qui sont le plus exposées à se dilater, l'installation est alors à l'abri de tout désordre.

#### 17 - 2 - Soutien de la Tuyauterie

Le soutien des différents éléments de l'appareil est assuré au moyen de planches qui sont elles-mêmes fixées à un support métallique. Le tout repose sur une table.

#### 17 - 3 - Démontage

D'une manière générale, tous les appareils de robinetterie et appareils spéciaux doivent être rendus facilement démontables par des raccords ou des brides. Ces raccords démontables étant facilement accessibles.

17 - 4 - Fixation

Le mode de fixation choisi doit encore répondre à diverses considérations qui constituent autant de cas d'espèces. Par exemple, la condensation doit être protégée des chocs.

A cet effet, nous avons interposé un écran protecteur en plexiglas, permettant d'observer nettement l'installation sans pour autant la toucher.

QUATRIÈME

PARTIE

# EXPERIMENTATION

18 - MODE OPERATOIRE

1

18 - 1 - Mise en marche

- 1 - Remplir d'eau le bac de chauffe .De préférence utiliser une eau distillée dans le but d'éviter l'entartrage de la canalisation ,des chauffantes et du bac lui même .
- 2 - Brancher toutes prises ; thermoplongeur, thermo-contact .
- 3 - Vérifier que le robinet du by-pass est ouvert.
- 4 - Mettre en marche la pompe .
- 5 - Allumer le chauffage en agissant sur l'interrupteur général situé au niveau du bloc de régulation
- 6 - Fixer au moyen du thermo-contact , la consigne de température désirée . Engendrer la régulation automatique en appuyant sur le bouton
- 7 - Commencer à alimenter le réservoir à niveau constant en eau du secteur .
- 8 - La consigne atteinte .

\* Pour un écoulement à contre-courant (fig 13) Actionner les vannes (3) et (6) pour l'alimentation en eau chaude . Ouvrir la vanne (2) pour le recyclage d'eau chaude . La (5) étant fermée. Régler le débit d'eau froide au moyen de la vanne (1)

\* Pour un écoulement à ~~courent~~ parallèle

(fig 12)

Le débit d'eau froide étant toujours réglé au moyen de la vanne (1).

Actionner la vanne (4) pour l'alimentation en eau chaude . La vanne (5) pour le recyclage de l'eau chaude. Les vannes (2), (3) et (6) sont mises hors service.

9 - Ayant choisi le mode de circulation (à contre-courant ou à courant-parallèle) il faut attendre l'établissement du régime stationnaire (40 mn environ après le branchement de la chauffe)

#### 18 - 2- Manipulation

Nous allons effectuer une série d'expériences, pour chacune d'elles, est fixé le débit d'écoulement des deux fluides.

A chaque essai correspond une valeur de la consigne de température.

De cette façon, l'influence des trois variables (débit des fluides froid et chaud, puissance de chauffe et température d'entrée du fluide chaud) sur l'efficacité  $E$ , le nombre d'unités de transfert  $NUT$  et le coefficient global de transfert de chaleur  $U_0$ , est mise en évidence de manière plus systématique.

Pour une expérience donnée :

- \* On lit les températures extrêmes des deux fluides sur l'indicateur de température.

- \* On effectue régulièrement une mesure de débit pour s'assurer de la constance de ce dernier. Ceci peut se faire d'une manière volumétrique, au moyen d'une éprouvette graduée et d'un chronomètre.

- \* Pour l'essai suivant, on baisse le point de consigne et on attend que le régime permanent s'établisse à nouveau pour refaire les mêmes relevés.

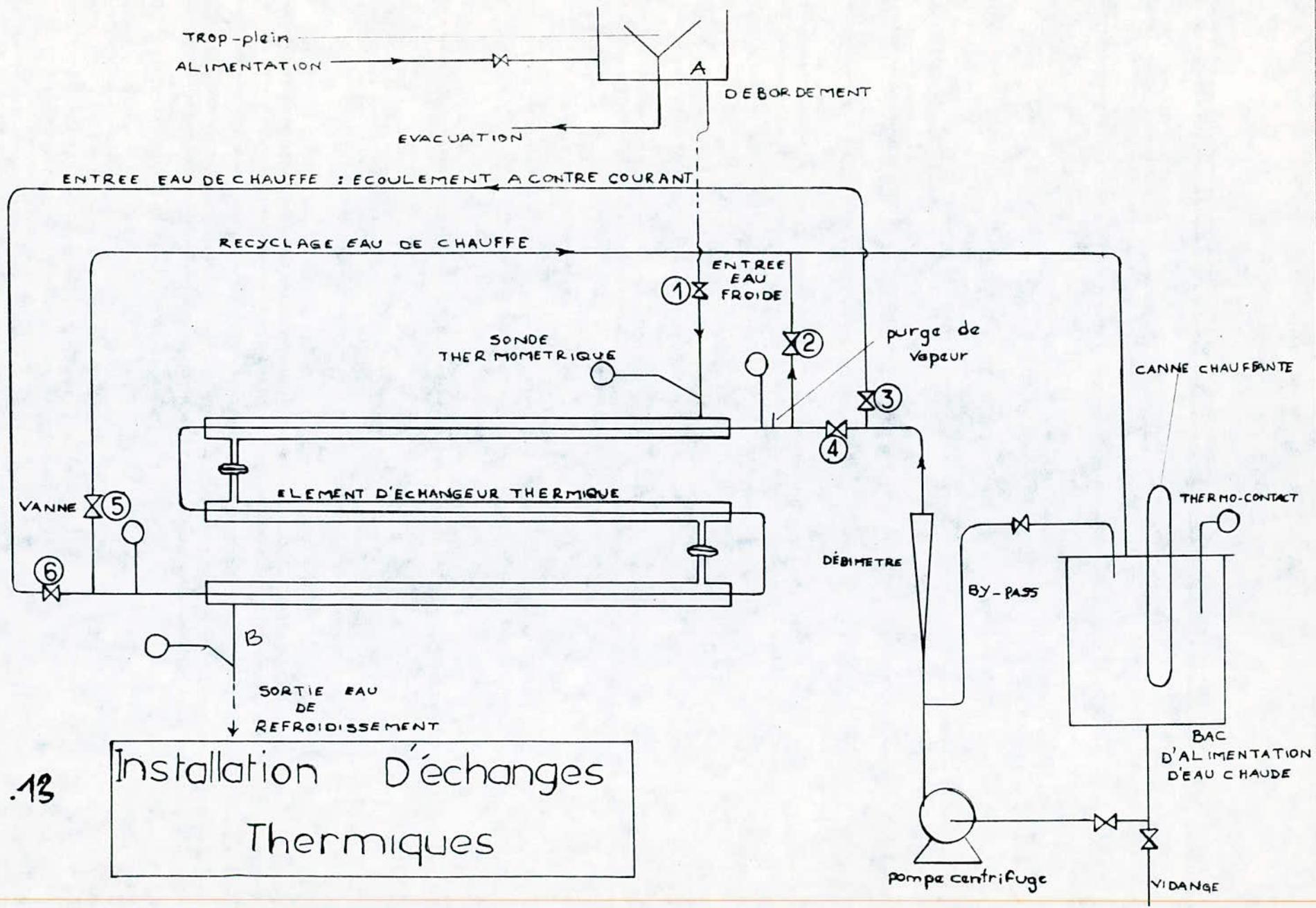


Fig .13

Installation D'échanges  
Thermiques

## II CONCLUSION

■

L'un des buts de ce travail a été la conception et la réalisation d'un appareil didactique mettant en oeuvre une opération unitaire de génie chimique "échange thermique" .

La disponibilité du matériel lors de la réalisation qui a été faite au département de GENIES CHIMIQUES (LABO C2 ) à l'ENSP , a nécessité quelques modifications de la conception. La plus importante est le changement du tube en cuivre , de diamètre 26/28 mm , qui était prévu pour le tube extérieur par un autre tube en cuivre de diamètre 28/30 mm . Des raccords "UNION" qui étaient prévus pour l'assemblage des éléments , ont été remplacés par un ensemble "raccords - manelon-raccords" jouant évidemment le même rôle .

Pour conclure, nous voudrions simplement rappeler l'objectif poursuivi en rédigeant le présent ouvrage: **ETABLIR EN DETAIL LES ETAPES A SUIVRE POUR REALISER UN APPAREIL REpondant AUX BECHNCES VOULEES** . Ceci en partant d'une étude approfondie du phénomène jusqu'à la mise en place de l'appareil ainsi conçu .

Nous espérons avoir trouvés un équilibre raisonnable entre les présentations théoriques et les présentations technologiques où il a fallu nécessairement faire un choix devant l'ampleur des techniques utilisées .

**ANNEXE**

### BIBLIOGRAPHIE

- 1-KERN ,D.Q : PROCESS HEAT TRANSFER  
(Mc GRAW HILL) 1950
- 2- McCABE,W.L.AND.SMITH,JC:  
UNIT OPERATIONS OF CHEMICAL ENGINEERING  
3<sup>me</sup> EDITION( Mc GRAW HILL) 1966
- 3-WEUTIER ,P:LE PETROLE RAFFINAGE DE GENIE CHIMIQUE  
VOLUME1 1,2, 2<sup>EME</sup> EDITION (TECHNIP) 1956
- 4-BOUVENOT,A : TRANSFERT DE CHALEUR  
(MASSON) 1981
- 5-KREITH,F :TRANSMISSION DE LA CHALEUR ET THERMODYNAMIQUE  
2<sup>me</sup> EDITION (MASSON) 1967
- 6-COULSON,J.M .AND. RICHARDSON,J.F :CHEMICAL ENGINEERING  
VOLUME1 1 ,2<sup>me</sup> EDITION (PERGAMON PRESS) 1964
- 7-GIVAU DON: PRECIS DE GENIE CHIMIQUE  
VOLUME 1 (BERGER LEVRULT) 1961
- 8-CAVASENO ,V.AND.THE STAFF OF CHEMICAL ENGINEERING MAGAZINE  
PROCESS HEAT EXCHANGE (Mc GRAW HILL) 1978
- 9-PETERS,M.S.AND. TIMMER HAUSS,K.D:PLANT DESIGN AND ECONOMICS  
FOR CHEMICAL ENGINEERS (Mc GRAW HILL) 1980
- 10-BOURCOIS,M : TRANSFERT DE CHALEUR  
PFE USTHB 1987
- 11-LARACHI,F:ETUDE D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR LIQ-LIQ  
PFE USTHB 1987

- 12- BOUDIAF, H : TRANSFERT DE CHALEUR PAR CONVECTION  
FORCEE  
PFE ENP  
1984
- 13- TYCZKOWSKI, A : COUR DE MECANIQUE DES FLUIDES
- 14- SACADURA, J.F : INITIATION AUX TRANSFERTS THERMIQUES  
(TECHNIQUE ET DOCUMENTATION)  
1982
- 15- TRANDOUZE, P AND WAUQUIER, J.P :  
LE DEVELOPPEMENT DES PROCEDES DE RAFFINAGE ET DE  
PETROCHIMIE (TECHNIP)  
1975
- 16- TECHNIQUE DE LA INGENIEUR  
GENIE CHIMIQUE : ECHANGEUR DE CHALEUR J 2310  
MECANIQUE ET CHALEUR :  
ECHANGEUR DE CHALEUR B 100  
ISOLATION THERMIQUE  
INDUSTRIELLE B105
- 17- "REVUE GENERALE DE THERMIQUE"  
(PUBLICATION SCIENTIFIQUE ET TECHNIQUE INTERNATIONALE  
SUR L'ENERGIE)  
TOME XXVII N° 313  
JANVIER 1988

250

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

95

12

6

12

95

Ø23

Ø12

Ø14

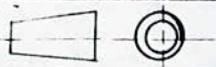
Ø18

Ø20

Ø28

Ø30

Echelle 1



E . N . P

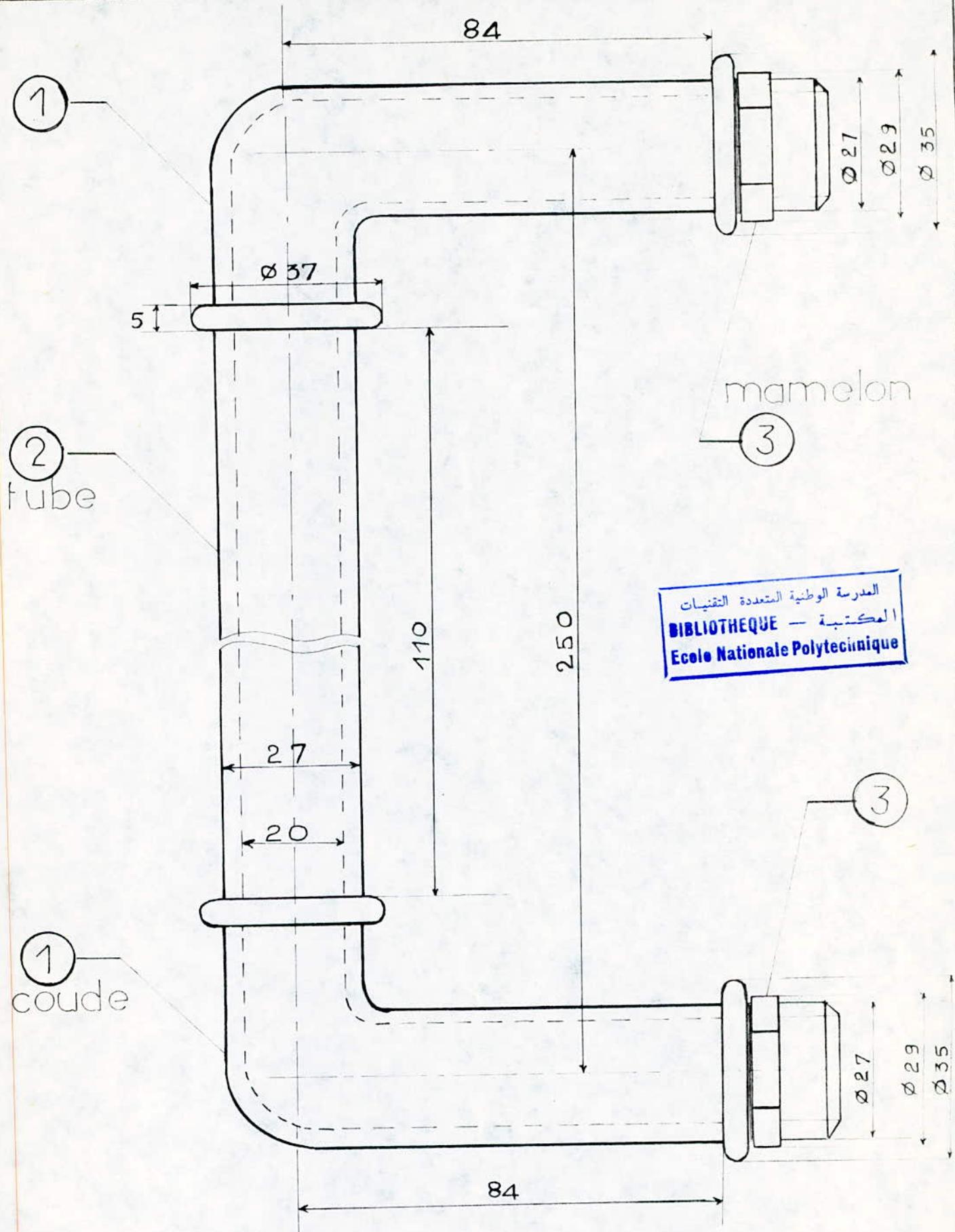
Juin 88

KIARED AKROUR

JONCTION

N°6

D<sup>PT</sup>.G.CHIMIQUE



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
 Ecole Nationale Polytechnique

Echelle: 1



E. N. P

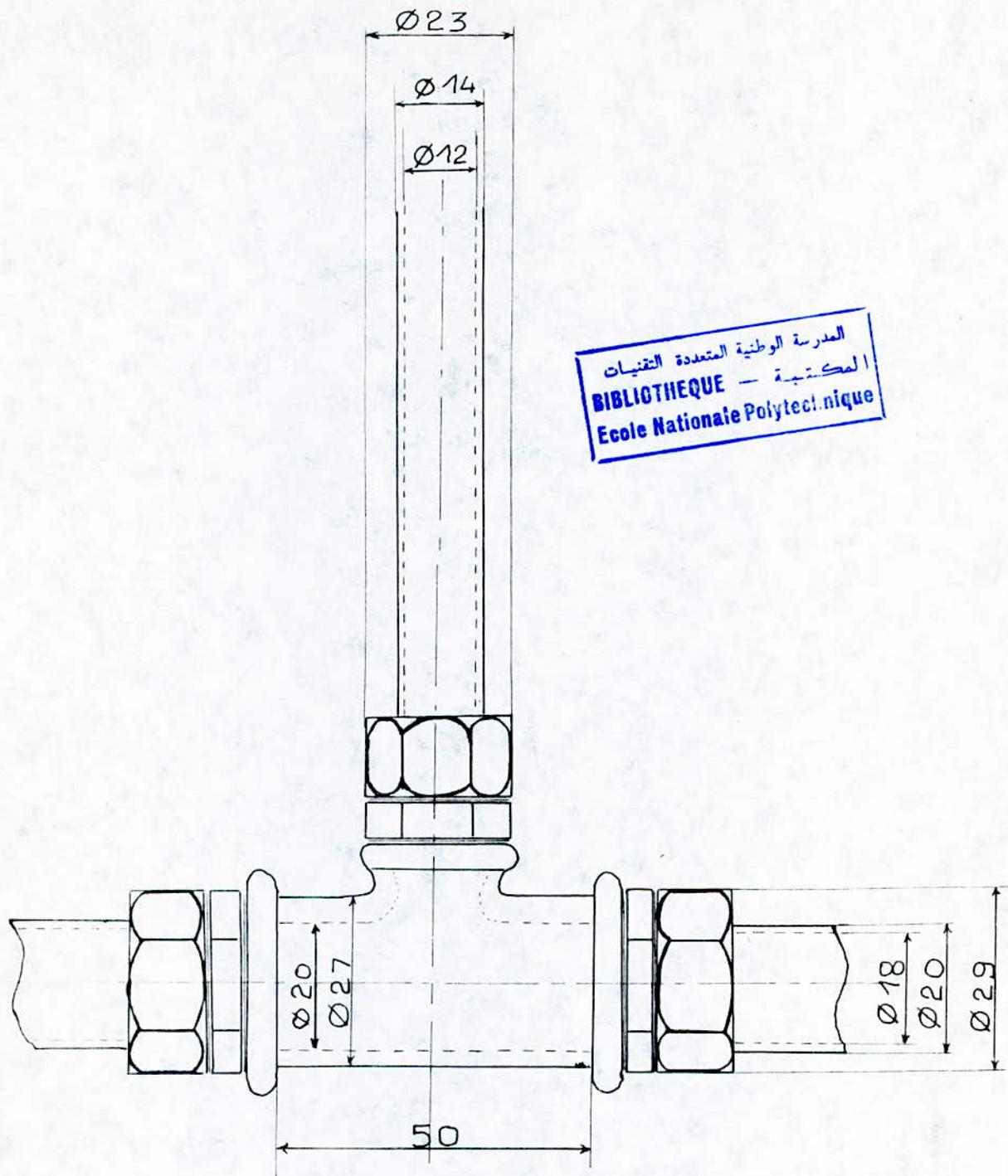
Juin 88

KIARED AKROUR

COUDE DOUBLE

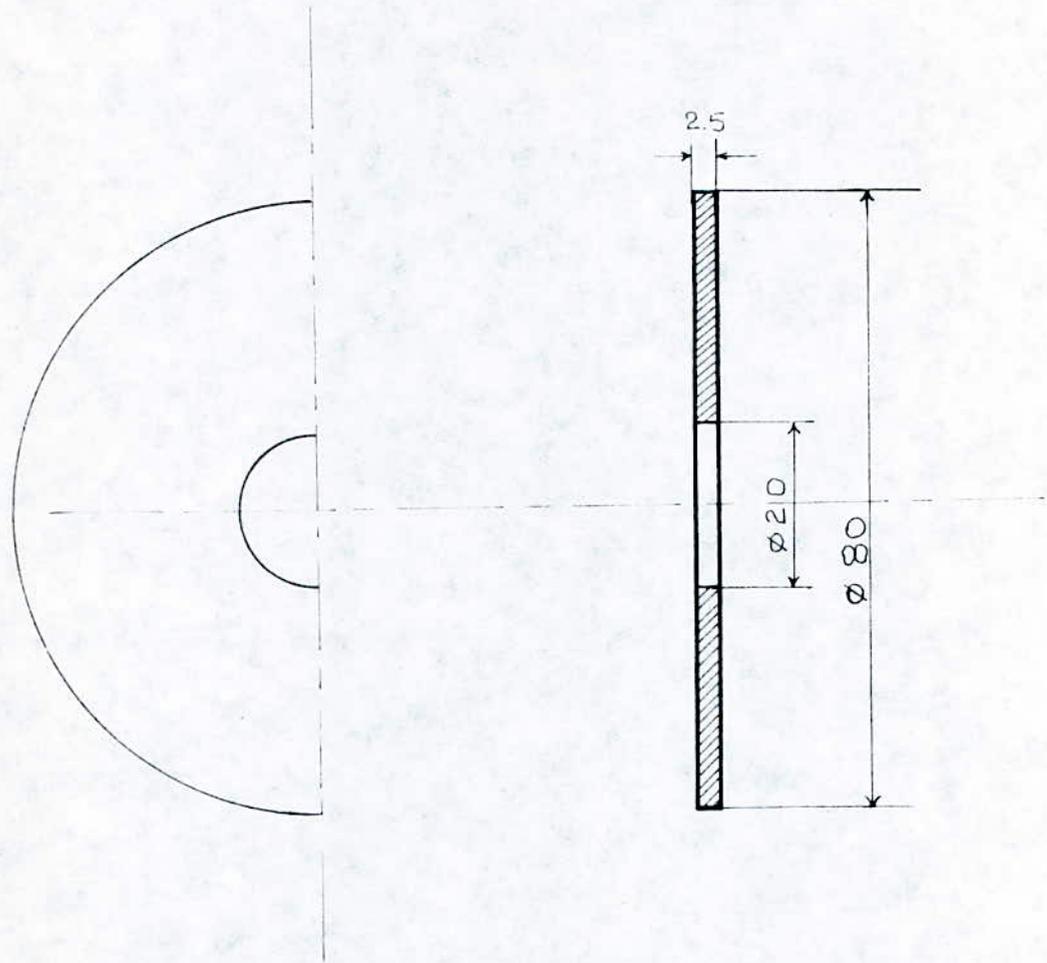
N°4

D<sup>PT</sup> G. CHIMIQUE

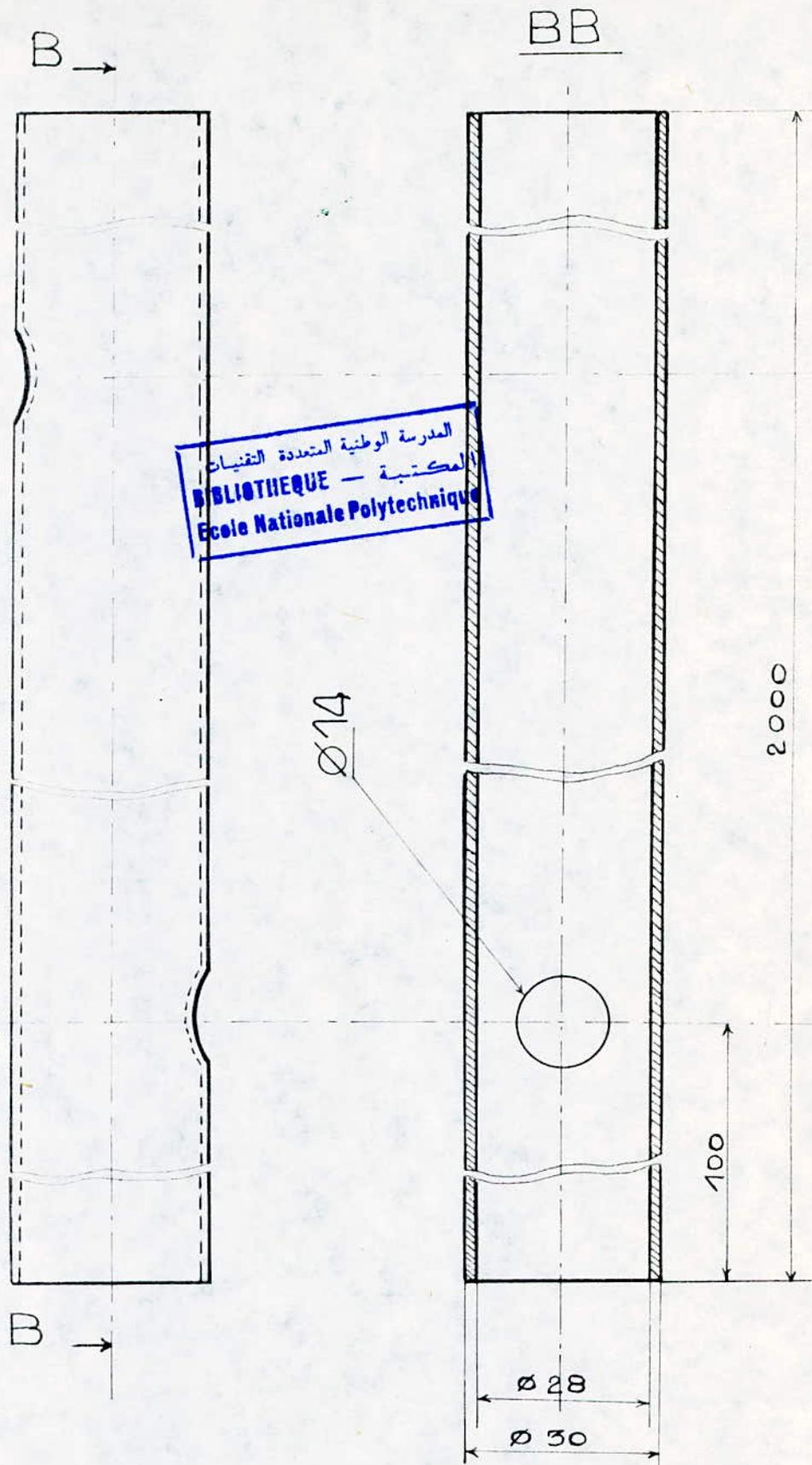


Echelle 1		E . N . P	Juin 88
KIARED	AKROUR	PRISE	N° 3
D <sup>PT</sup> .G. CHIMIQUE		THERMOMETRIQUE	

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
 Ecole Nationale Polytechnique



Echelle: 1		E . N . P .	Juin 88
KIARED AKROUR		RONDELLE	N° 2
D <sup>PT</sup> G. CHIMIQUE			



Echelle: 1



E. N. P.

Juin 88

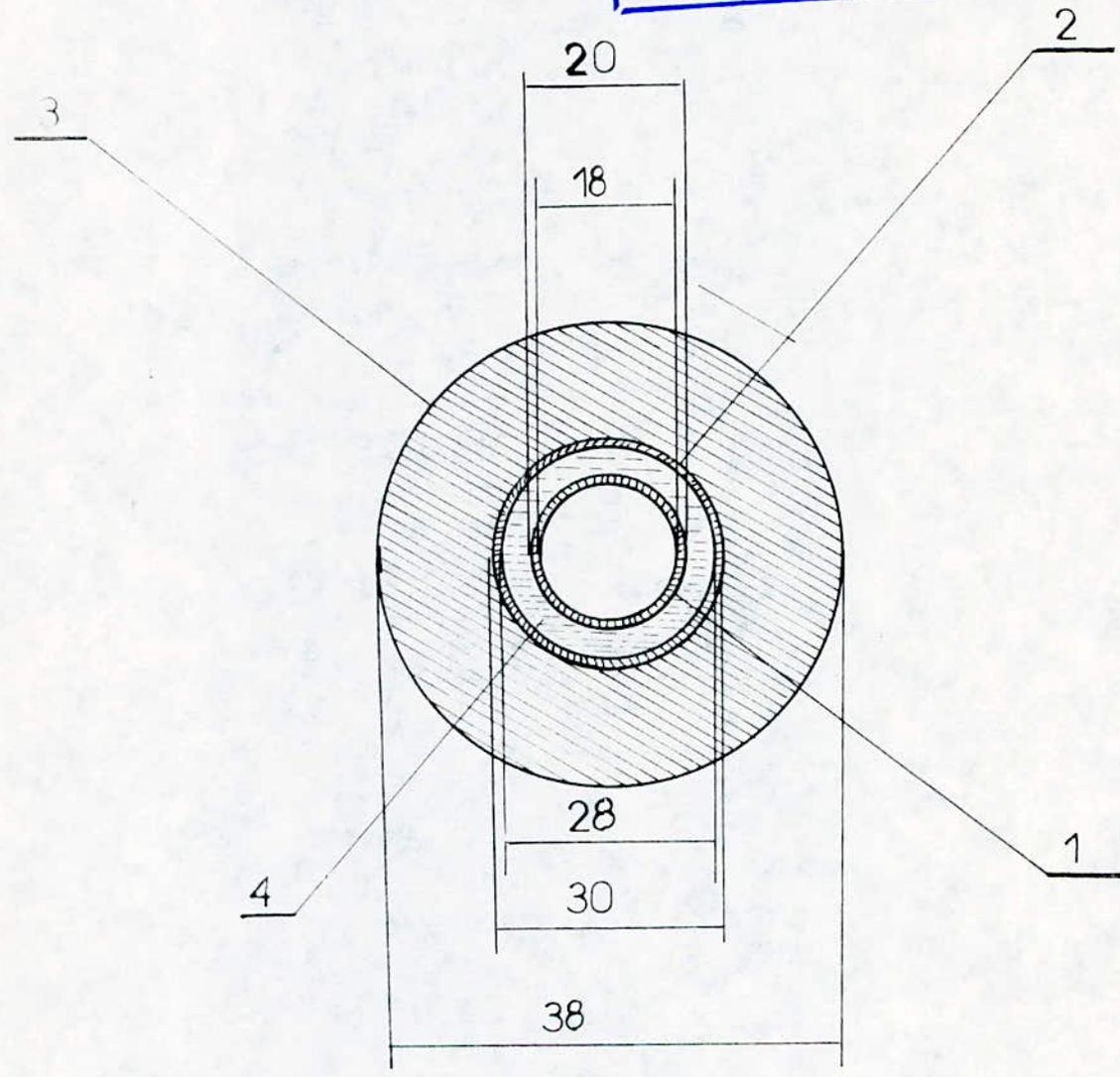
KIARED AKROUR

D<sup>PT</sup> G. CHIMIQUE

TUBE EXTERIEUR

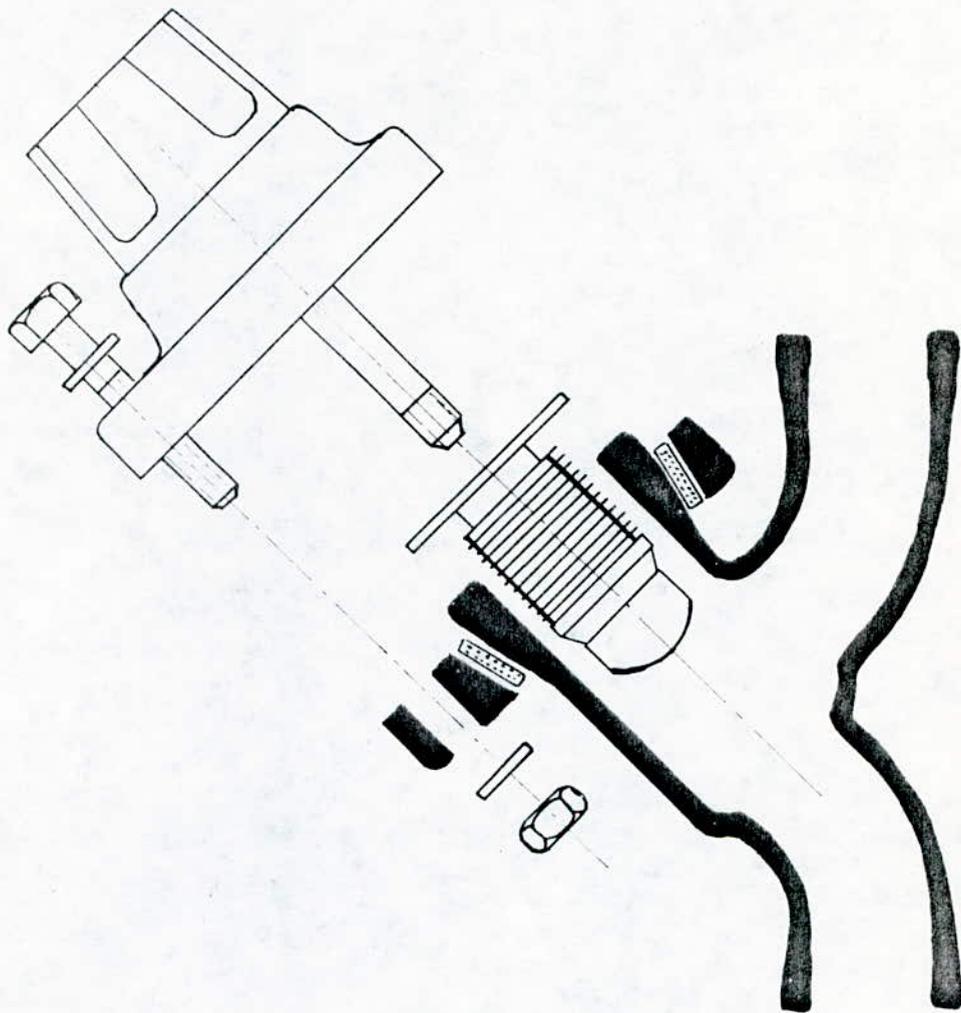
N° 1

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 المكتبة - BIBLIOTHEQUE  
 Ecole Nationale Polytechnique



4		ESPACE ANNULAIRE	
3		ISOLANT THERMIQUE	
2	1	TUBE EXTERIEUR	
1	1	TUBE INTERIEUR	
$R_p$	$N^{\circ}$ dessin	DESIGNATION	
Echelle: 1		E.N.P	JUIN 88
KIARED AKROUR		COUPE D'ECHANGEUR	N° 9
D <sup>PT</sup> . G. CHIMIQUE			

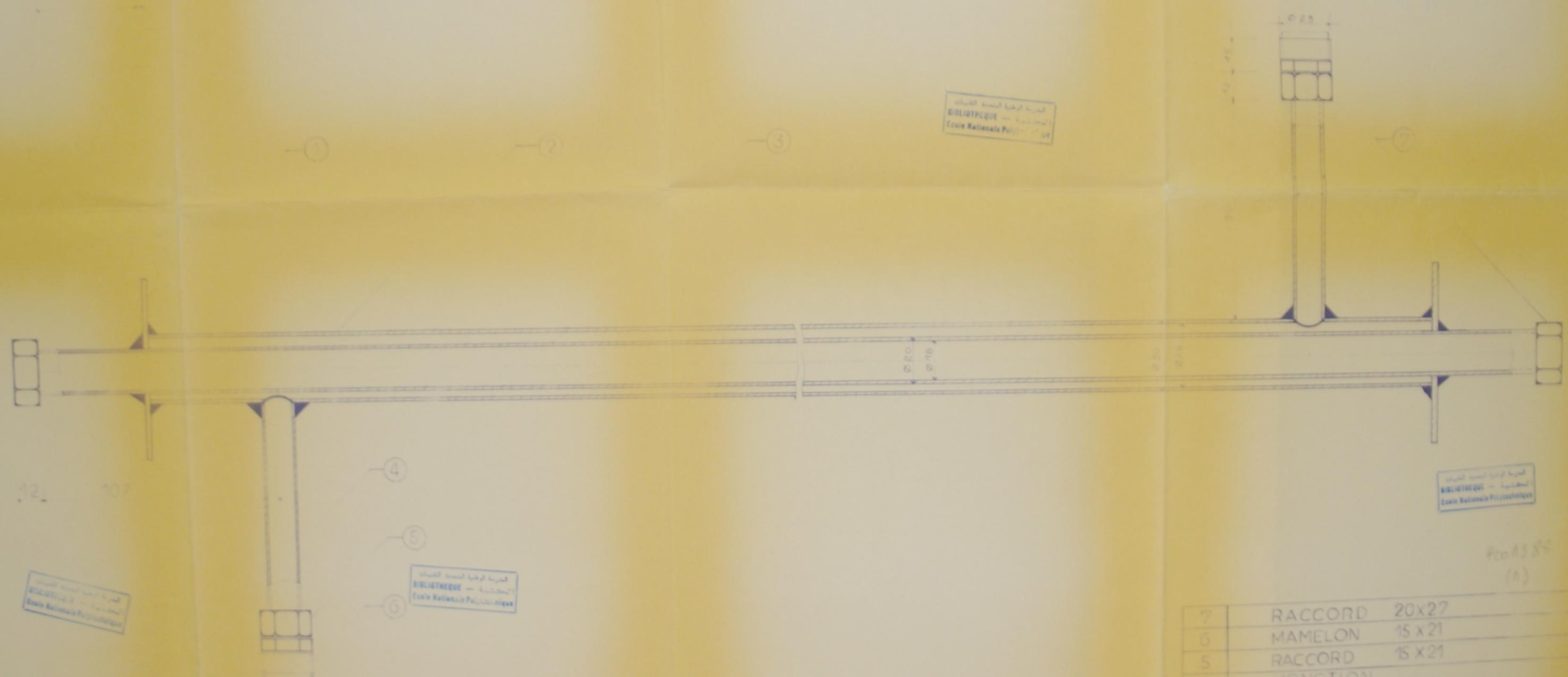
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
 Ecole Nationale Polytechnique



Echelle 1		E . N . P	Juin 88
KIARED AKROUR		ROBINET	N° 8
D <sup>PT</sup> .G. CHIMIQUE			

2000

25 50



المعهد الوطني للتكنولوجيا  
BIBLIOTHEQUE - المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

المعهد الوطني للتكنولوجيا  
BIBLIOTHEQUE - المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

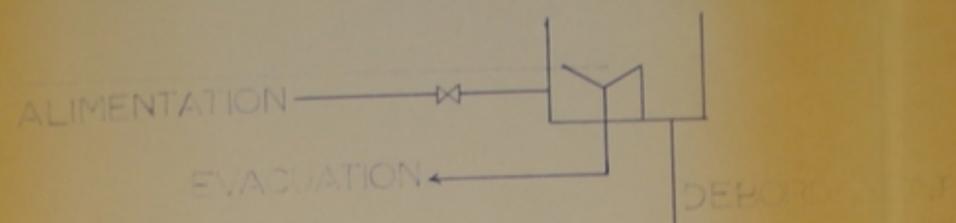
المعهد الوطني للتكنولوجيا  
BIBLIOTHEQUE - المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

المعهد الوطني للتكنولوجيا  
BIBLIOTHEQUE - المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

Pco A3 55  
(A)

7	RACCORD	20x27
6	MAMELON	15 x 21
5	RACCORD	15 x 21
4	JONCTION	
3	TUBE INTERNE	Ø 18/20
2	TUBE EXTERNE	Ø 28/30
1	RONDELLE	Ø : 80
Rp	DESIGNATION	
Echelle 1	E. N. P.	
KIARED AKROUR	Elément De L'échangeur De Chaleur	
Y. G. CHIMIQUE	N° 15	

TROP-PLEIN (11)



المركز الوطني للتكنولوجيا  
BIBLIOTHEQUE - المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

1 VANNE D'ALIMENTATION EAU FROIDE

2 SONDE THERMOMETRIQUE

3 VANNE RECIRCULATION

4 PUNTE

5 VANNE

6

7 BY-PASS

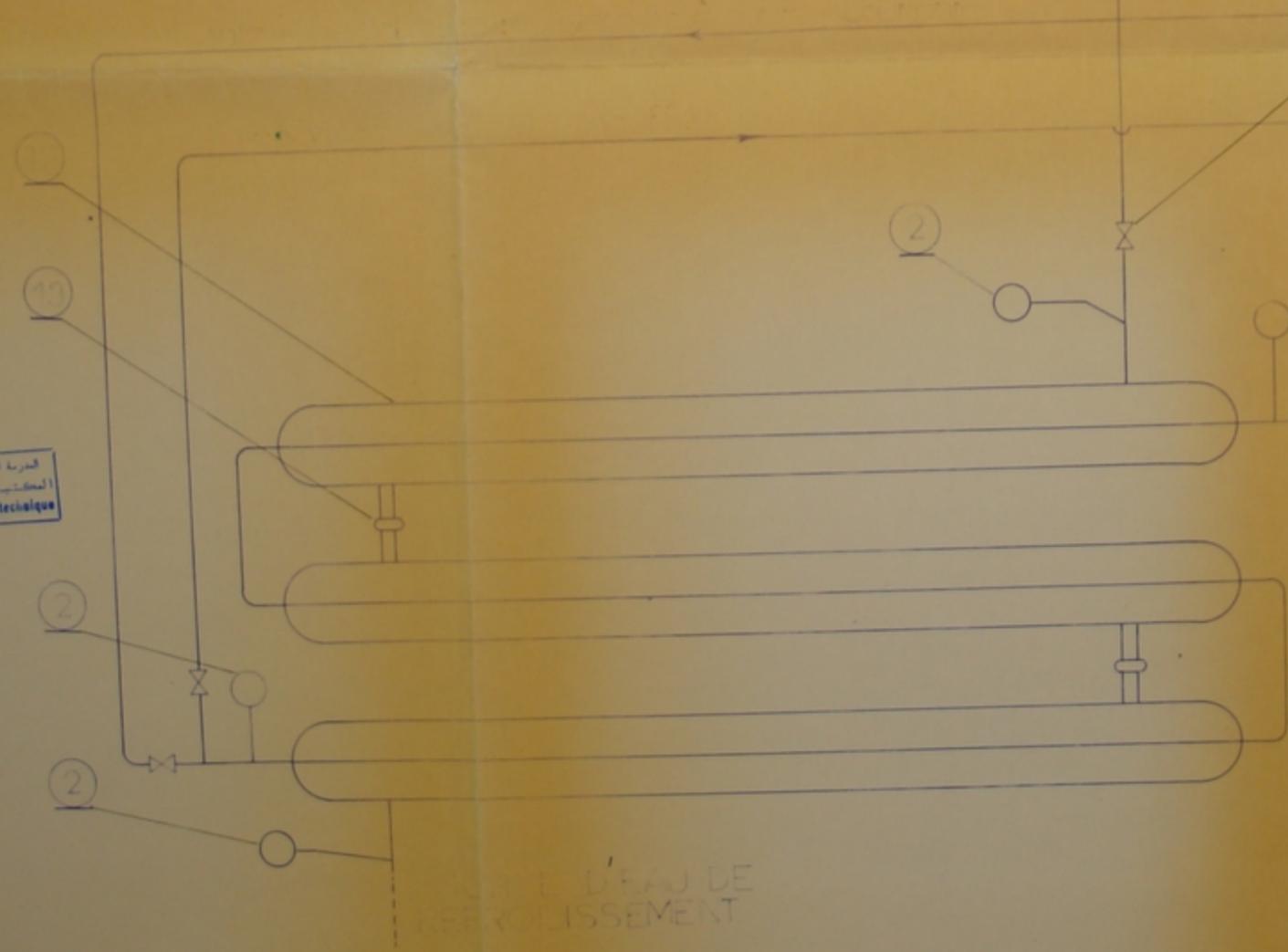
8 CANNE CHAUFFANTE THERMO-CONTACT

9 D'ALIMENTATION HAUTE

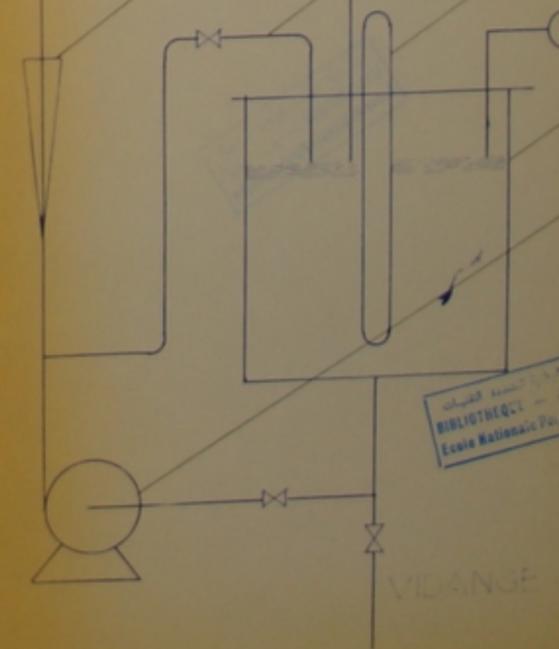
10 POMPE CENTRIFUGE

TECHNIQUE  
RACCORD UNION

المركز الوطني للتكنولوجيا  
BIBLIOTHEQUE - المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique



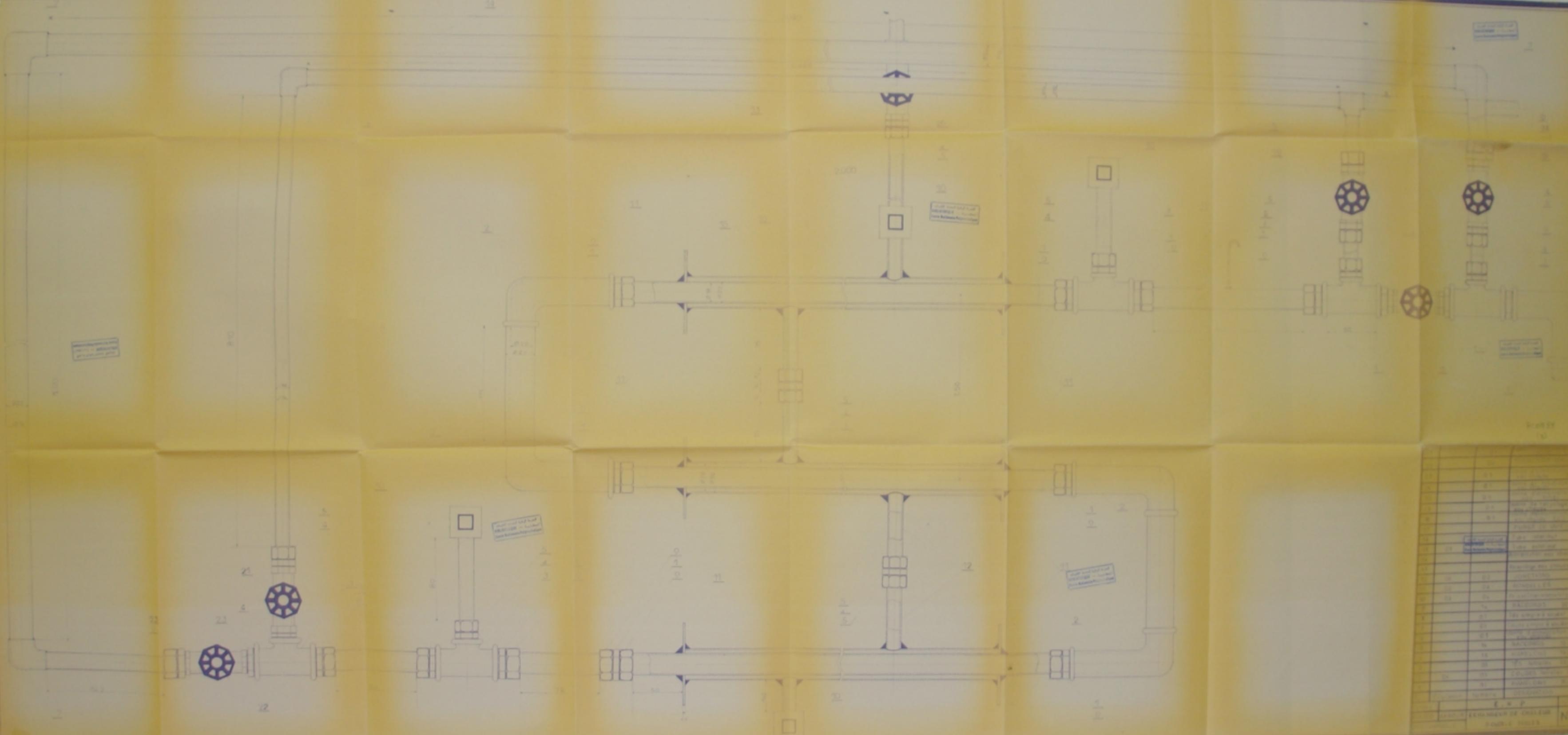
BOULE D'EAU DE REFOUILLISSEMENT



VIDANGE

المركز الوطني للتكنولوجيا  
BIBLIOTHEQUE - المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

PC01988 (2)



No.	Description	Quantity
1	...	...
2	...	...
3	...	...
4	...	...
5	...	...
6	...	...
7	...	...
8	...	...
9	...	...
10	...	...
11	...	...
12	...	...
13	...	...
14	...	...
15	...	...
16	...	...
17	...	...
18	...	...
19	...	...
20	...	...
21	...	...
22	...	...
23	...	...
24	...	...
25	...	...
26	...	...
27	...	...
28	...	...
29	...	...
30	...	...
31	...	...
32	...	...
33	...	...
34	...	...
35	...	...
36	...	...
37	...	...
38	...	...
39	...	...
40	...	...
41	...	...
42	...	...
43	...	...
44	...	...
45	...	...
46	...	...
47	...	...
48	...	...
49	...	...
50	...	...
51	...	...
52	...	...
53	...	...
54	...	...
55	...	...
56	...	...
57	...	...
58	...	...
59	...	...
60	...	...
61	...	...
62	...	...
63	...	...
64	...	...
65	...	...
66	...	...
67	...	...
68	...	...
69	...	...
70	...	...
71	...	...
72	...	...
73	...	...
74	...	...
75	...	...
76	...	...
77	...	...
78	...	...
79	...	...
80	...	...
81	...	...
82	...	...
83	...	...
84	...	...
85	...	...
86	...	...
87	...	...
88	...	...
89	...	...
90	...	...
91	...	...
92	...	...
93	...	...
94	...	...
95	...	...
96	...	...
97	...	...
98	...	...
99	...	...
100	...	...

EXP  
 EQUIPMENT OF ENGINE  
 PART - I  
 NO

