

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

**PROJET DE FIN D'ETUDES**

**S U J E T**

ETUDE ET REALISATION  
D'UNE CHAUDIERE A VAPEUR  
DE LABORATOIRE

Proposé par :

M<sup>C</sup> Z. Aidoun

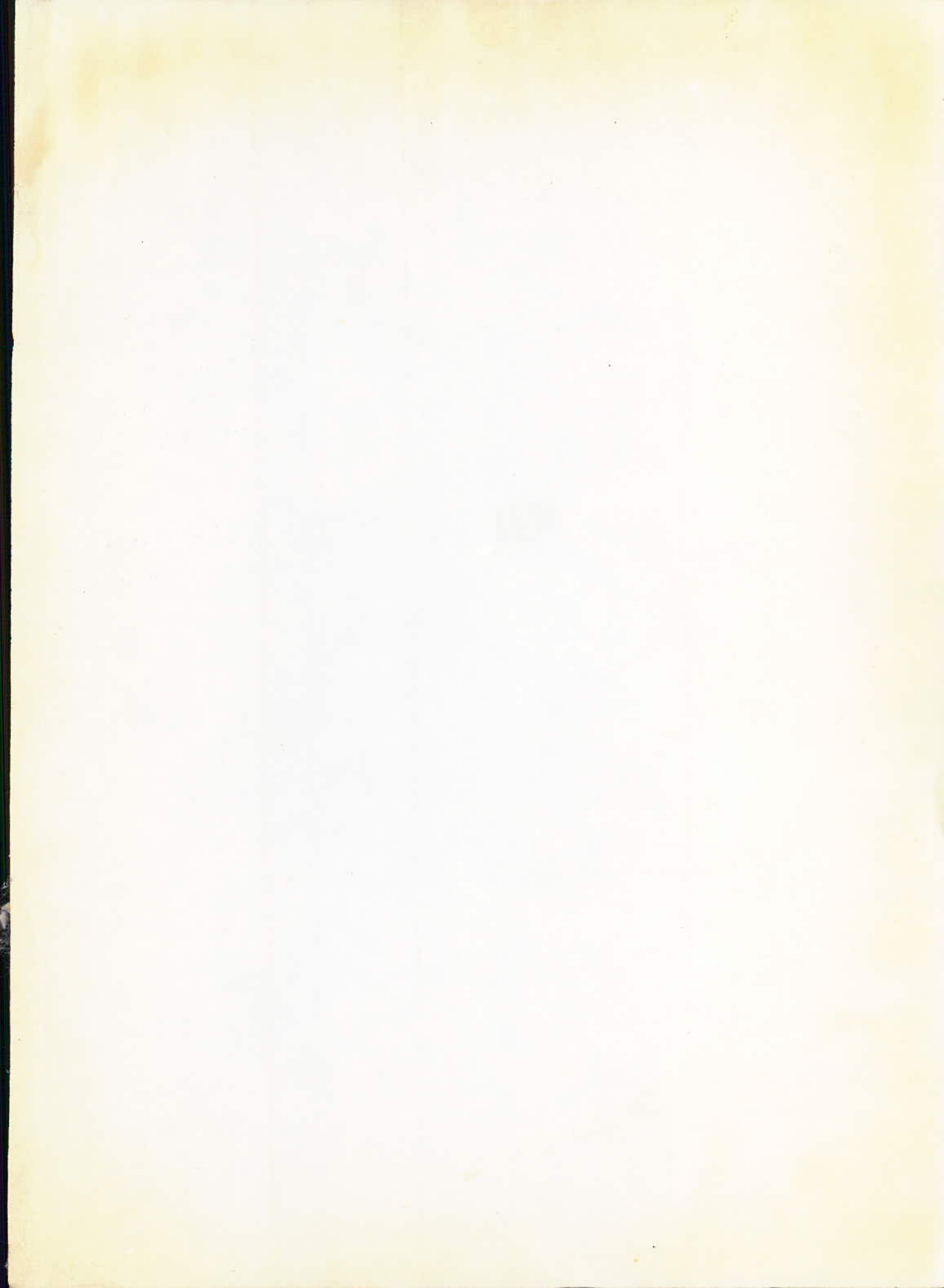
Etudié par :

Kedjouar  
Rachid

Dirigé par :

M<sup>C</sup> Z. Aidoun

PROMOTION : JUIN 85



## REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier très vivement mon promoteur Monsieur Z. Aidoun pour l'aide très précieuse qu'il m'a prodiguée et son suivi lors de mon travail.

Je remercie également l'ensemble des enseignants qui ont contribué à ma formation d'ingénieur.

## DEDICACES

Je dédie ce modeste travail

- A la mémoire de mon père.
- A ma mère.

Département : Genie Mécanique  
Promoteur : M<sup>r</sup> Z. Aidoun  
Elève Ingénieur : Kedjouar Rachid

المخلص

يهدف هذا المشروع الى دراسة وتلنيع مولا بخار مخبري بإمكانه ان يعطي تدفقا قدره 50 كغ سا<sup>-1</sup> عند ضغط اشباع قدره 5 بار. وتنعتم هذه الدراسة الى جزئين رئيسيين :  
يتمثل الجزء الاول في دراسة حرارية للمولا تؤدي الى تحديد الأستطاعة القروورية لتشغيل المولا، بالإضافة الى كمية الحرارة القائعة في اتجاه الوسط الخارجي .  
يتمثل الجزء الثاني في دراسة المقاومة الميكانيكية العناصر الملحقة القروورية لتشغيل المولا بالإضافة الى رسم إجمالي للمولا.

## Résumé

Le projet a pour but l'étude et la réalisation d'une chaudière de laboratoire capable de fournir un débit de vapeur de 50 Kg/h à la pression de saturation de 5 bars. L'étude se divise en deux parties principales :  
La première partie consiste en l'étude thermique de la chaudière où la puissance nécessaire au fonctionnement ainsi que les pertes de chaleur vers le milieu extérieur sont déterminées. La deuxième partie a pour objet l'étude de résistance mécanique, le dessin, ainsi que les éléments auxiliaires nécessaires au fonctionnement de la chaudière.

## Abstract

In this project the design and construction of a laboratory boiler is attempted. This boiler is capable of producing 50 Kg per hour of saturated steam at a pressure of 5 bars. The study is subdivided into two main parts :  
The first part consists of a thermal study of the boiler where the power required by the system together with the heat losses to the ambient are determined. The second part is a study of the mechanical strength of the system, completed with the drawings and auxiliary elements which are necessary to the good running of the boiler.

# TABLE DES MATIERES

Introduction . . . . .	1
------------------------	---

## Chapitre 1 GENERALITES SUR LA PRODUCTION DE LA VAPEUR

1.1 Introduction . . . . .	5
1.2 Caracteristiques de la vapeur d'eau . . . . .	5
1.2.1 Pression de vapeur saturante de l'eau . . . . .	5
1.2.2 Volume massique du liquide et de la vapeur . . . . .	83
1.3 chaleur d'échauffement et chaleur latente de vaporisation . . . . .	10
1.3.1 chaleur d'échauffement . . . . .	12
1.3.2 chaleur latente de vaporisation . . . . .	13
1.4 chaleur totale . . . . .	14

## Chapitre 2 NOTIONS FONDAMENTALES SUR LE TRANSFERT DE CHALEUR

2.1 Introduction. Mécanismes de Transfert de chaleur . . . . .	15
2.1.1 Conduction . . . . .	15
2.1.2 Convection . . . . .	16
2.1.2.1 convection naturelle . . . . .	17
2.1.2.2 convection forcée . . . . .	17
2.1.3 Rayonnement . . . . .	17

2.2	Formulation des mécanismes de transfert de chaleur . . . . .	183
2.2.1	conduction thermique . . . . .	183
2.2.2	convection thermique . . . . .	21
2.2.2.1	convection naturelle . . . . .	21
2.2.2.2	convection forcée . . . . .	26
2.2.3	Rayonnement thermique . . . . .	27
2.3	Transmission de chaleur par conduction et convection pour des structures composites . . . . .	283
2.3.1	structures composites planes . . . . .	283
2.3.2	structures composites cylindriques . . . . .	29
2.4	Etude du calorifuge . . . . .	31

### Chapitre 3 CALCUL DE LA CHAUDIERE

3.1	Calcul de la chaleur à fournir à la chaudière . . . . .	37
3.1.1	Calcul de la chaleur d'échauffement . . . . .	37
3.1.2	Calcul de la chaleur latente de vaporisation . . . . .	383
3.1.3	Calcul de la puissance de la chaudière . . . . .	383
3.2	Dimensionnement de la chaudière . . . . .	39
3.2.1	Calcul de la hauteur et du diamètre . . . . .	39
3.2.2	Calcul de l'épaisseur de la tôle . . . . .	40
3.2.3	Calcul des diamètres de conduites . . . . .	42
3.2.3.1	Conduite de vapeur . . . . .	42
3.2.3.2	Conduite d'eau . . . . .	43
3.3	Calcul de la soudure . . . . .	44
3.3.1	Assemblages par cordons d'angles . . . . .	44
3.3.2	Assemblages par cordon longitudinal . . . . .	50

## Chapitre 4

### PERTES THERMIQUES DE LA CHAUDIERE

4.1	Introduction . . . . .	53
4.2	Echange de chaleur eau - milieu extérieur . . . . .	53
4.2.1	Echange de chaleur eau - chaudière . . . . .	53
4.2.2	Echange de chaleur Par conduction à travers la paroi de la chaudière . . . . .	55
4.2.3	chaleur émise à travers le calorifuge . . . . .	56
4.2.4	Echange de chaleur calorifuge - milieu extérieur . . . . .	56
4.2.5	Evaluation des températures . . . . .	57
4.2.6	Calcul des pertes de chaleur . . . . .	59
4.2.6.1	Pertes par convection eau - chaudière . . . . .	59
4.2.6.2	Echange de chaleur eau - virole inférieure . . . . .	60
4.3	Echange de chaleur vapeur - milieu extérieur . . . . .	62
4.3.1	Echange thermique vapeur - chaudière . . . . .	62
4.3.2	Echange de chaleur vapeur - virole supérieure . . . . .	63
4.4	Pertes thermiques totales . . . . .	64
4.5	Calcul du calorifuge . . . . .	64

## Chapitre 5

### DISCUSSION

5.1	Introduction . . . . .	66
5.2	Appareils accessoires des chaudières à Vapeur . . . . .	66
5.2.1	Réglementation concernant les appareils à Vapeur . . . . .	66
5.2.2	Mesure de pression . . . . .	67

5.2.3	Soupapes de sûreté . . . . .	683
5.2.4	Indicateur de niveau d'eau . . . . .	683
5.2.5	Mesure de la température . . . . .	71
5.3	Alimentation en eau de la chaudière . . . . .	71
5.4	Epuration des eaux alimentant les chaudières . . . . .	73
5.5	Pertes thermiques dans la conduite de vapeur . . . . .	73
5.6	Etanchéité . . . . .	74
5.7	le fonctionnement . . . . .	74
	Conclusion . . . . .	77



## INTRODUCTION

La disponibilité d'énergie, dans le monde, facteur fondamental du progrès technique moderne, a toujours représenté une nécessité essentielle, le facteur commun auquel on peut ramener toutes les autres exigences matérielles de l'humanité.

Les processus vitaux, les problèmes de conservation de l'individu et de sa défense (alimentation, protection contre le froid etc...) et la production des biens nécessaires à l'existence, supposent en effet l'utilisation d'une forme quelconque d'énergie.

L'énergie apparaît donc à la base de tous les processus productifs.

À l'époque actuelle, l'emploi extensif des moyens mécaniques, le niveau de vie le plus élevé de l'humanité, c'est-à-dire la disponibilité d'un certain nombre de « services » aptes à améliorer les conditions de vie, ont pour conséquence une consommation croissante d'énergie.

Le caractère de nécessité absolue que présente l'énergie pour la vie de l'homme et par ailleurs, la consommation croissante qui en est faite, font naître la crainte légitime de l'épuisement des sources d'énergie à plus ou moins brève échéance.

Ces craintes ne sont, évidemment relatives qu'aux sources d'accumulation telles que les combustibles classiques et nucléaires et non à celles qui sont « continues » telle l'énergie hydraulique et qui d'ailleurs ne répondent qu'à une faible fraction de besoins.

Prévoir la durée des réserves énergétiques est, à priori, un problème difficile et complexe. Les sources d'énergie les plus exploitées actuellement sont représentées par les chutes hydrauliques, les combustibles, les matériaux radioactifs et dans une moindre mesure, le rayonnement solaire, l'énergie éolienne et celle des marées.

Au cours de l'histoire, on assiste à une augmentation constante de la consommation d'énergie.

La première source d'énergie fut la force musculaire de l'homme, augmentée par l'invention d'outils de plus en plus efficaces. C'est l'énergie musculaire humaine, sous forme de travail, qui a permis de réaliser dans l'antiquité, des ouvrages grandioses, par l'organisation du travail d'un nombre élevé d'individus.

L'homme, en effet, ne peut fournir qu'une puissance très faible.

L'énergie des animaux (correspondant à une puissance un peu plus élevée que celle de l'homme) est également l'une des formes anciennes utilisées par l'homme.

Les autres formes d'énergie exploitées dans l'antiquité ont été l'énergie éolienne, l'énergie hydraulique convertie en travail mécanique et l'énergie tirée de la combustion des végétaux.

Au cours des siècles, l'exploitation des ressources énergétiques s'est perfectionnée avec un emploi plus rationnel des animaux, avec l'amélioration de la technique de la navigation à voile, des moulins à vent, des roues hydrauliques.

Les puissances disponibles sont cependant restées longtemps limitées et ce n'est qu'avec l'avènement de la machine à vapeur et l'évolution de la roue hydraulique en turbine qu'il a été possible de réaliser un progrès important qui, à son tour, a influé sur l'amélioration de ces machines.

L'invention de la machine à vapeur, dont le principe est dû à Denis Papin en 1690 et qui fut réalisée par T. Savéry en 1699, puis perfectionnée jusqu'à obtenir un rendement suffisant par Newcomen et Watt (machine de Watt) en 1782, a marqué le début de l'utilisation de l'énergie thermique à travers sa transformation en d'autres formes énergétiques.

Ainsi, la vapeur d'eau a été l'un des vecteurs de la révolution industrielle des XVIII<sup>e</sup> et XIX<sup>e</sup> siècles.

La thermodynamique technique étudie les conditions les plus avantageuses de transformation de l'énergie thermique en énergie mécanique, et vice-versa, dans les machines thermiques,

des installations motrices thermiques et des installations frigorifiques.

La transformation de l'énergie thermique en énergie mécanique se fait dans des moteurs thermiques à l'aide d'un fluide moteur dont le volume peut varier : Un gaz comprimé, en se détendant, peut fournir du travail.

Les fluides moteurs sont donc, en général des gaz et des vapeurs qui sont des fluides compressibles.

La vapeur d'eau, état gazeux de l'eau au-dessus de son point d'ébullition est un fluide très utilisé dans l'industrie.

C'est elle qui, grâce aux turbines, fait tourner les alternateurs de centrales thermiques et nucléaires, l'énergie nucléaire, tout comme le charbon ou le fuel, ne servant qu'à la produire.

Les chaudières sont des appareils qui servent à transformer l'eau en vapeur destinée aux usages industriels : production de force motrice, chauffage, distillation, évaporation, séchage etc...

D'une façon générale, ce sont des capacités de formes extrêmement variées, contenant de l'eau à laquelle la chaleur nécessaire à la vaporisation, est fournie, en général par un foyer ou éventuellement par de l'électricité dans le cas de chaudières de faibles débits.

Le but de notre projet est l'étude et la réalisation d'un tel appareil, fonctionnant à l'électricité, et nous fournissant un débit de 50 kg/h de Vapeur saturée à la pression de saturation de 5 bars.

## Chapitre 1

# GENERALITES SUR LA PRODUCTION DE LA VAPEUR

### 1.1 Introduction

La vapeur d'eau est un fluide couramment utilisé dans les installations de production d'énergie mécanique ou électrique. C'est le cas, par exemple, de centrales thermiques, nucléaires ou d'applications marines etc...

De fait de son usage répandu, dû principalement à la disponibilité de l'eau en grandes quantités, donc au prix de revient relativement peu élevé, qui en résulte, les procédés de production de la vapeur, ainsi que les propriétés physiques de celle-ci, ont été extensivement étudiées; c'est ainsi que des tables donnant les paramètres essentiels, de même que des diagrammes, pour une utilisation rapide, ont été établis.

Dans ce qui suit, un rapport concis de ces paramètres, précisément ce que notre étude nécessitera, sera donné.

### 1.2 Caractéristiques de la vapeur d'eau

#### 1.2.1 Pression de vapeur saturante de l'eau

Considérons une certaine masse de liquide (eau) prise à  $0^{\circ}\text{C}$  et une pression  $P_0$ .

La pression  $P_0$  du liquide étant maintenue constante, fournissons lui de la chaleur. Sa température va augmenter graduellement jusqu'à une valeur  $t_s$ , appelée température de saturation, où le liquide commence à bouillir.

De ce fait,  $t_s$  est appelée aussi température d'ébullition sous la pression  $P_0$  considérée.

$P_0$  étant la pression de vapeur saturante.

Ainsi, pendant toute la durée de l'ébullition,  $t_s$  et  $P_0$  restent constantes.

Si  $P_0$  est la pression atmosphérique normale,  
 $t = t_s = 100^\circ\text{C}$ .

Si par un artifice quelconque, nous maintenons une pression constante  $P \neq P_0$ , nous nous apercevons que l'ébullition se fait à une température  $t_s \neq 100^\circ\text{C}$ .

Par exemple, pour :

$$P = 2 \text{ bars absolus} \quad t_s = 120,22^\circ\text{C}$$

$$P = 5 \text{ bars absolus} \quad t_s = 151,8^\circ\text{C}$$

$$P = 0,5 \text{ bar absolu} \quad t_s = 81,31^\circ\text{C}$$

Sur la figure 11 on donne le diagramme

$$P = f(t) \text{ pour l'eau.}$$

Il existe de diverses relations empiriques permettant d'exprimer la pression en fonction de la température d'ébullition :  $P = f(t)$ .

Pour  $t > 100^\circ\text{C}$ , DUPPERRAY a proposé la relation suivante :

$$P [\text{kg/cm}^2] = 0,384 \left( \frac{t}{100} \right)^4$$

$$P [\text{bars}] = 0,365 \left( \frac{t}{100} \right)^4 \quad [1.1]$$

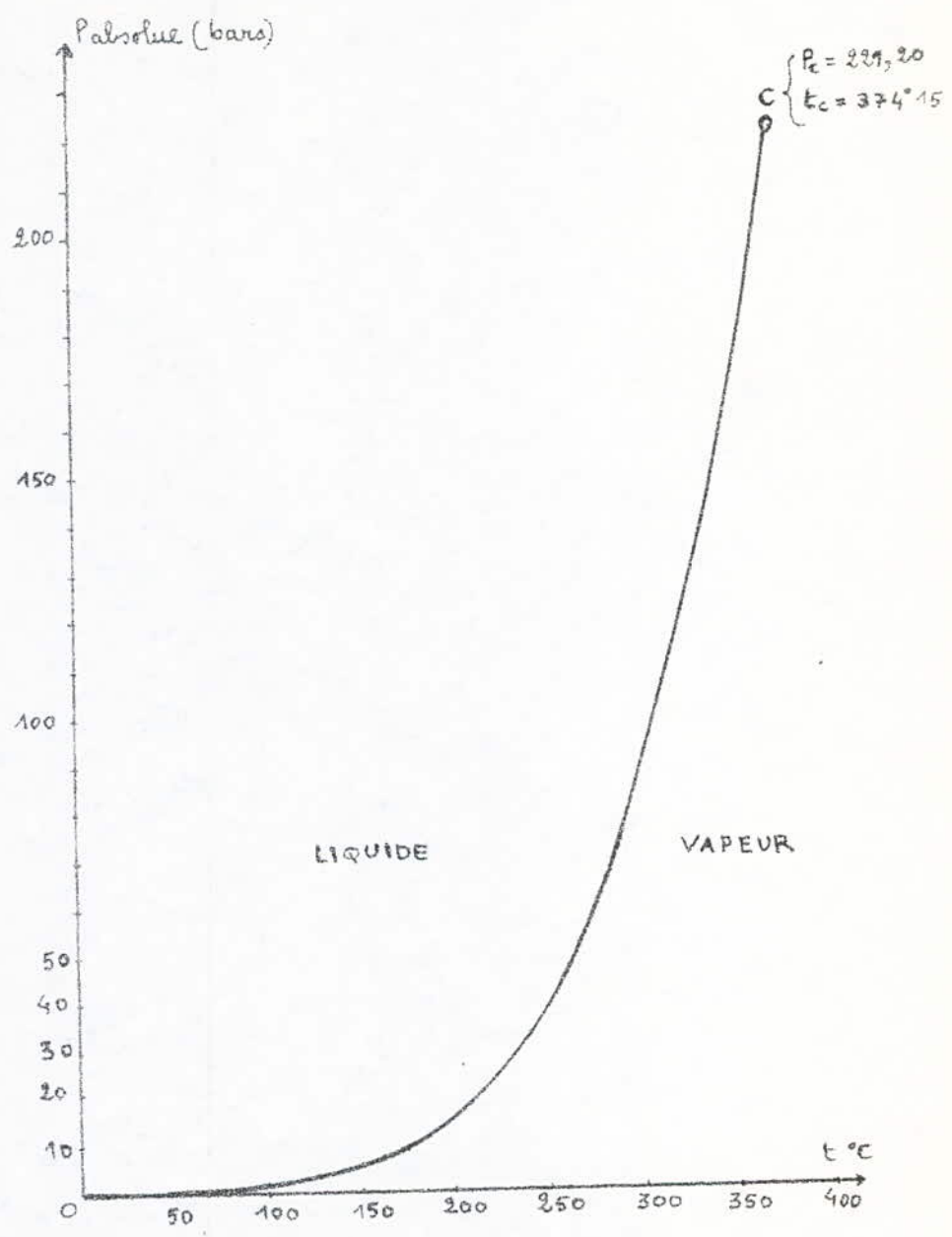


figure 1.1  
diagramme  $P = f(t)$  pour l'eau

$t$  étant exprimée en  $^{\circ}\text{C}$ .

La relation (1.1) est grossièrement approchée, au voisinage du point critique  $c$ .  
on appelle le point critique, le point pour lequel, le volume massique de la vapeur et celui du liquide en équilibre sont égaux.

En ce point :  $P_c = 221,2 \text{ bars}$

$t_c = 374,15^{\circ}\text{C}$

Comme on le remarque sur la figure (1.1), la courbe s'arrête au point critique  $c$  autour duquel, la région de la vapeur et celle du liquide communiquent entre elles.

Pour  $P > P_c$ , on ne peut distinguer de surface de séparation entre le liquide et la vapeur.

## 1.22 Volume massique du liquide et de la vapeur

Le volume massique d'un liquide ou d'un gaz est le volume occupé par l'unité de masse du corps considéré.

Les liquides étant extrêmement peu compressibles, il faut des variations de pression très élevées pour entraîner des variations appréciables de volume d'un liquide de sorte que la courbe I (figure 1.2) peut être considérée comme une verticale.

La figure (1.2) représente le diagramme d'équilibre liquide - vapeur.

- La courbe I, lieu des points A représentant la variation du volume massique du liquide à  $0^{\circ}\text{C}$  en fonction de la pression. Pour préciser, c'est une isotherme  $0^{\circ}\text{C}$  du liquide.



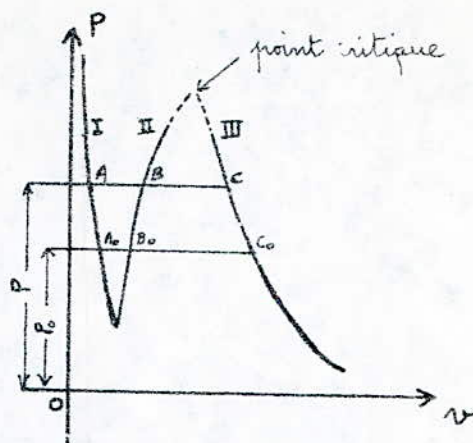


figure 1.2

diagramme d'équilibre liquide-vapeur

— La courbe II, lieu des points B, représentant la variation du volume massique du liquide à la température d'ébullition en fonction de la pression.

— La courbe III, lieu des points C, qui représente la variation du volume massique de la vapeur saturante sèche en fonction de la pression.

mis à part l'anomalie présentée par l'eau entre  $0^{\circ}\text{C}$  et  $+4^{\circ}\text{C}$  (signalé à la suite), tous les liquides augmentent de volume quand leur température croît.

Chaque point de la courbe II correspond à une température différente qui croît quand la pression augmente.

Le volume massique  $v'$  du liquide augmente en même temps que la température s'élève et que la pression augmente.

La courbe III, établie à partir des

formules empiriques, relie le volume massique  $v''$  de la vapeur saturante à sa pression. Son équation due à BERTIN s'écrit :

$$p v''^{1,07} = 1,70 \quad [1.2]$$

La différence  $(v'' - v')$  diminue au fur et à mesure que la pression augmente et s'annule au point critique  $c$ , où nous avons :

$$v_{cr} = v'_{cr} = v''_{cr}$$

L'anomalie qui existe pour l'eau entre  $0^\circ\text{C}$  et  $+4^\circ\text{C}$  est la suivante :

Lorsqu'on chauffe de l'eau à partir de  $0^\circ\text{C}$ , elle diminue de volume jusqu'à  $+4^\circ\text{C}$  (où elle atteint son maximum de densité) et ensuite, croît avec la température, si bien, qu'à  $+8^\circ\text{C}$  elle occupe un volume qu'elle avait à  $0^\circ\text{C}$ .

La figure 1.3 représente le diagramme "P.v" de Clapeyron.

D'après ce diagramme, le volume massique  $v''$  de la vapeur saturante sèche, varie d'une façon importante en fonction de la température  $t_s$  et de la pression de saturation correspondante.

### 1.3 Chaleur d'échauffement et chaleur latente de vaporisation

Pour produire de la vapeur, on doit fournir à l'eau, de la chaleur.

Étant donné une masse de 1 kg d'eau à l'état  $(p_0, t_0)$  ; pour transformer cette masse en vapeur

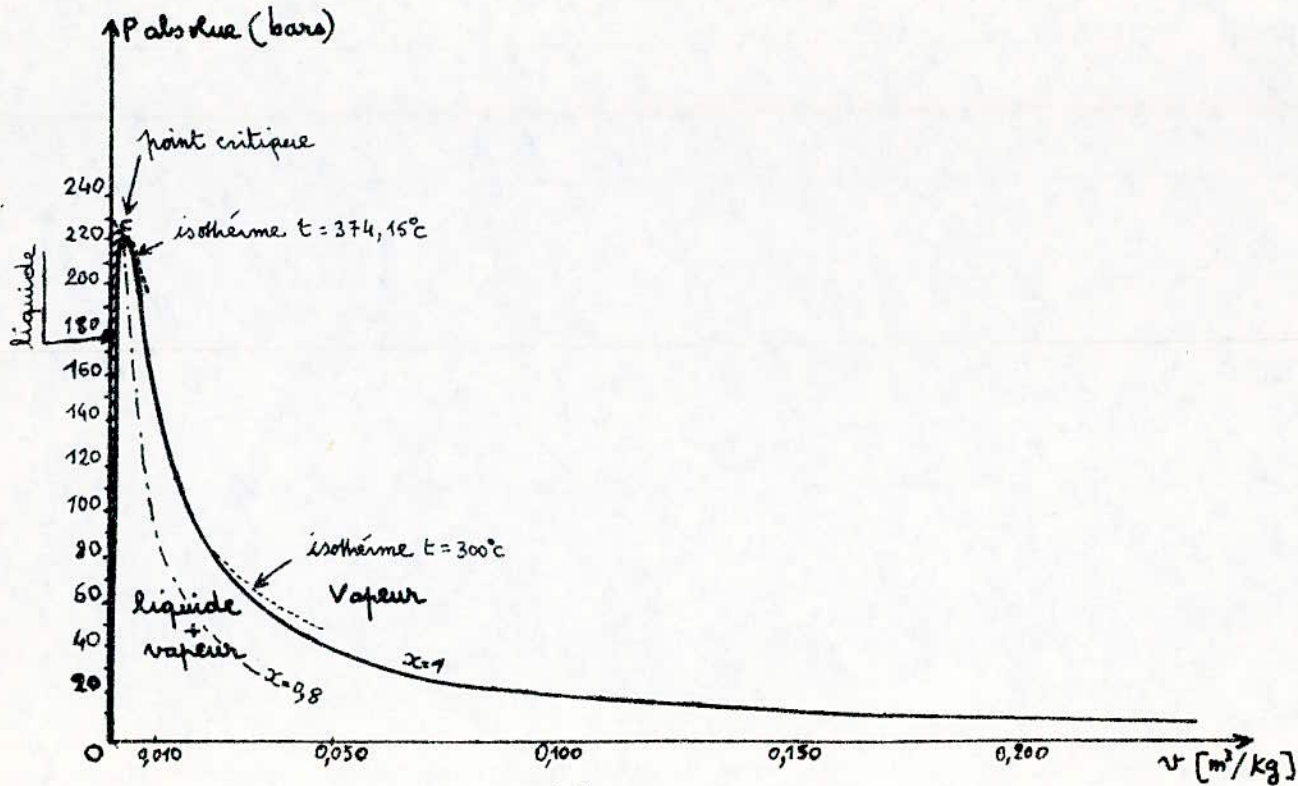


figure 1.3  
diagramme "P.v" de Clapeyron pour la vapeur d'eau

à l'état  $(P_s, t_s)$ , on doit :

- chauffer l'eau jusqu'à l'état  $(P_s, t_s)$ , la chaleur à fournir, dans ce cas, est appelée chaleur d'échauffement.

- fournir la chaleur nécessaire pour transformer cette masse d'eau en vapeur toujours à la pression  $P_s$  et à la température  $t_s$ , c'est la chaleur latente de vaporisation.

### 1.3.1 Chaleur d'échauffement

L'eau étant à la pression  $P$ ; pour la chauffer de la température initiale  $t_0$  à la température de saturation  $t_s$ , la chaleur à fournir, par kg d'eau, est donnée par la formule :

$$q = \int_{t_0}^{t_s} c_p dT$$

$q$ : chaleur d'échauffement

$c_p$ : chaleur spécifique de l'eau à pression constante. Elle varie très faiblement avec la température.

La variation  $c_p = f(t)$  est donnée par le tableau suivant :

$t^\circ\text{C}$	$0^\circ\text{C}$	15	100	200	300
$c_p [\text{KJ/kg}^\circ\text{C}]$	4,218	4,1855	4,217	4,258	4,48
$c_p [\text{Kcal/kg}^\circ\text{C}]$	1,008	1	1,0076	1,017	1,07

Cependant, l'erreur commise est faible, en considérant  $c_p$  constant, de sorte que l'on

puisse écrire :

$$q = c_p (t_s - t_0) = c_p t_s - c_p t_0 \quad [1.3]$$

$$q_s = c_p t_s$$

$q_s$  : chaleur sensible ou enthalpie de l'eau à saturation. C'est la chaleur nécessaire pour chauffer 1 kg d'eau de  $t = 0^\circ\text{C}$  à  $t = t_s$ .

### 1.3.2 Chaleur latente de vaporisation

C'est la chaleur nécessaire à fournir à une masse de 1 kg de liquide à l'état  $(P_s, t_s)$ , pour la transformer totalement en vapeur à la même pression  $P_s$  et à la même température  $t_s$ . Les valeurs de la chaleur latente de vaporisation sont tabulées pour de différentes pressions de saturation.

Il existe une formule empirique pour  $t_s$  comprise entre  $0^\circ\text{C}$  et  $200^\circ\text{C}$ . Elle s'écrit :

$$L_v = 597,5 - 0,592 t_s$$

$L_v$  : chaleur latente de vaporisation. Elle est exprimée en kcal/kg. Exprimée en kJ/kg, elle s'écrit :  $L_v = 2500,8 - 2,48 t_s$   $t_s$  en  $^\circ\text{C}$ .

Sous sa forme arrondie, elle devient :

$$L_v = 2500 - 2,5 t_s \quad [1.4]$$

Clapeyron a proposé la formule suivante :

$$L_v = T_s (v'' - v') \frac{dP}{dT} \quad [1.5]$$

avec :

$L_v$  en J/kg

$$T_s = t_s + 273^\circ\text{K}$$

$\frac{dP}{dT}$  : pente de la courbe  $P = f(T)$

En pratique, lorsqu'on ne dispose pas de tables de vapeur, il est commode d'utiliser la formule (1.4), mais elle n'est valable que jusqu'à  $200^{\circ}\text{C}$ .

## 1.4 Chaleur totale

C'est la somme de l'enthalpie de l'eau à saturation (chaleur d'échauffement) et de la chaleur latente de vaporisation  $L_v$ .

Elle s'écrit :

$$H = q + L_v$$

$$H = c_p (t_s - t_0) + L_v \quad [1.6]$$

Dans le cas où l'eau est prise à  $t = t_0 = 0^{\circ}\text{C}$ , la formule (1.6) devient :

$$H = c_p t_s + L_v$$

En utilisant la formule (1.4) et en faisant  $c_p \# 4,2 \text{ kJ/Kg}$ , la formule (1.6) s'écrit alors :

$$H = 2500 + 1,7 t_s \quad [1.7]$$

avec :

$$H \text{ en kJ/Kg}$$

$$t_s \text{ en } ^{\circ}\text{C}$$

## Chapitre 2

### NOTIONS FONDAMENTALES SUR LE TRANSFERT DE CHALEUR

#### 2.1 Introduction. mécanismes de transfert de chaleur

Un transfert d'énergie thermique a lieu, chaque fois qu'une différence de température existe entre deux points d'un même système, ou que deux systèmes, à des températures différentes ont la possibilité d'échanger de la chaleur.

Le processus, par lequel, le transfert de chaleur a lieu, s'appelle la transmission de chaleur. Les lois de la transmission de chaleur sont très importantes pour l'étude de divers systèmes tels que: refroidisseurs, fours, échangeurs etc...

L'échange de chaleur peut se faire par trois modes différents.

##### 2.1.1 Conduction

C'est un mécanisme où le transfert de chaleur s'effectue de proche en proche, à travers le corps solide, sous l'influence d'un gradient de température.

Dans un tel mécanisme, la chaleur est transférée à travers les corps solides sans déplacement appréciable de particules.

Les atomes vibrent autour de leur position stable

dans le réseau cristallin et le transfert de chaleur se fait d'atome à atome, sous forme cinétique.

La conduction est donc un phénomène, au moyen duquel, la chaleur est transférée à travers un milieu solide, liquide ou gazeux, d'une région à haute température vers une autre à basse température.

Dans les fluides, le transfert d'énergie peut s'effectuer par contact élastique.

## 2.1.2 Convection

La convection est un mécanisme de transport d'énergie par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation de l'énergie et du mouvement du milieu.

C'est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz.

Considérons une surface solide dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure; la chaleur est d'abord transférée, par conduction de cette surface aux particules fluides adjacentes dont l'énergie interne et la température augmentent, et qui, ensuite, vont se mélanger avec d'autres particules situées dans une région à basse température et transférer ainsi une partie de leur énergie. L'énergie se trouvant emmagasinée dans les particules fluides, est transportée sous l'effet de leur mouvement.



La transmission de chaleur, par convection, est désignée, selon le mode d'écoulement du fluide, par convection naturelle et convection forcée.

### 21.21 Convection naturelle

C'est lorsqu'il se produit au sein du fluide des courants dus, simplement, aux différences de densités résultant des gradients de température.

En effet, les différences de température produisent des différences de densités provoquant des mouvements des fluides qui, en se substituant, font disparaître cette différence de température existant entre les molécules chaudes et les molécules froides.

### 21.22 Convection forcée

Dans ce type de convection, au lieu que le mouvement des fluides soit produit par différence de densité, il est produit par une action externe, telle une pompe ou un ventilateur.

La convection forcée, peut alors se produire sans qu'il ait différence de température; c'est un moyen mécanique utilisé pour véhiculer de la chaleur.

### 21.3 Rayonnement

Le rayonnement est le mécanisme, par lequel la chaleur se transmet d'un corps porté à haute température vers un autre à basse température, lorsque ces corps sont séparés par le vide ou par un milieu absorbant.

Dans la transmission de chaleur, il s'agit de

phénomènes résultant d'une différence de température et qui peuvent transférer de la chaleur à travers l'espace ou un milieu transparent.

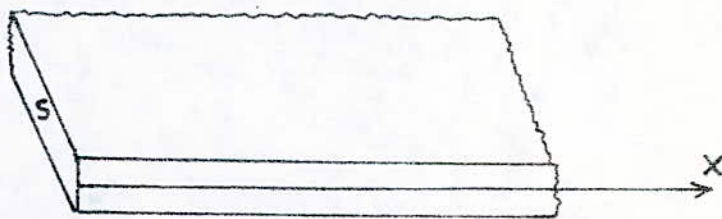
une telle chaleur est appelée chaleur rayonnée.

L'énergie rayonnée se propage à la vitesse de la lumière qui est de l'ordre de  $3 \cdot 10^8$  Km/s. La chaleur transmise par rayonnement est d'autant plus importante que l'accroissement de la température du corps est élevé.

## 2.2 Formulation des mécanismes de transfert de chaleur

### 2.2.1 Conduction thermique

Considérons un solide homogène dans lequel règne un gradient de température suivant une direction  $x$ .



Si on désigne par  $S$  une portion de surface perpendiculaire à la direction  $x$ ; la quantité de chaleur  $dQ$  qui traverse la surface  $S$  pendant le temps  $dt$  est :

$$\frac{dQ}{dt} = -\lambda S \frac{dT}{dx}$$

C'est la loi de Fourier en régime permanent.

$\lambda$ : conductivité thermique du matériau.

C'est un coefficient qui varie, sensiblement,

d'une substance à une autre et aussi en fonction de la température et de l'état du corps (solide, liquide ou gaz).

$\frac{dQ}{dt}$  est appelé flux thermique.

En régime permanent; le flux est constant et on écrit :

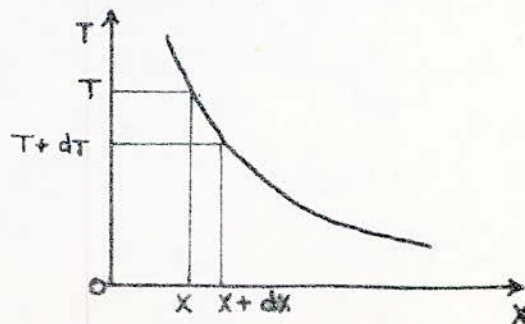
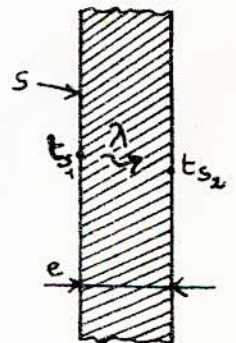
$$\Phi = -\lambda S \frac{dT}{dx}$$

Ainsi, pour une géométrie plane (mur); le flux de chaleur est tel que :

$$\Phi = -\frac{\lambda S}{e} (t_{s_2} - t_{s_1}) \quad [2.1]$$

D'après le deuxième principe de la thermodynamique, la chaleur se propage d'une zone chaude vers une zone froide. Donc, si la chaleur se propage dans le sens de  $x$  croissant, le gradient de température  $dT/dx$  est négatif d'où le signe (-) de la formule précédente. La relation (2.1) peut s'écrire :

$$\Phi = \frac{\lambda S}{e} (t_{s_1} - t_{s_2}) \quad [2.2]$$



Courbe de variation de la température dans un solide homogène

Pour une géométrie cylindrique (tube), la loi de Fourier s'écrit :

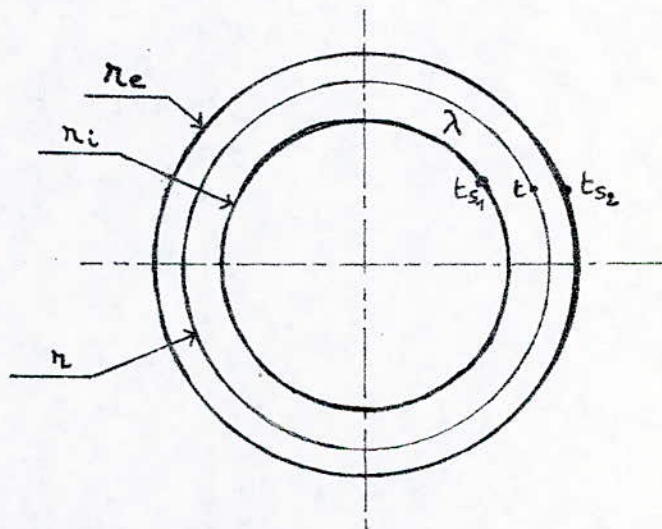
$$\Phi = -\lambda S \frac{dT}{dr}$$

Dans ce cas, le flux de chaleur est radial, perpendiculaire à la surface cylindrique.

$\frac{dT}{dr}$  gradient radial

S: surface cylindrique, de rayon  $r$  et de longueur  $L$ .

$$S = 2\pi r L.$$



Le flux thermique s'écrit alors :

$$\Phi = -\lambda 2\pi r L \frac{dT}{dr}$$

soit 
$$\Phi \frac{dr}{r} = -2\pi\lambda L dT$$

$$\Phi \int_{r_i}^{r_e} \frac{dr}{r} = -2\pi\lambda L \int_{t_{s1}}^{t_{s2}} dT$$

donc 
$$\Phi \ln \frac{r_e}{r_i} = 2\pi\lambda L (t_{s1} - t_{s2})$$

c'est à dire 
$$\Phi = \frac{2\pi\lambda L (t_{s1} - t_{s2})}{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}$$

[2.3]

Par définition, la résistance thermique radiale s'écrit :

$$R_{th} = \frac{\Delta T}{\Phi} = \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi\lambda L}$$

Déterminons la répartition de la température dans le cylindre.

En reprenant la loi de Fourier, nous écrivons :

$$\Phi \frac{dr}{r} = -2\pi\lambda L dT$$

$$\Phi \int_{r_i}^{r_e} \frac{dr}{r} = -2\pi\lambda L \int_{T}^{T_{s_2}} dT$$

La borne  $(r_e, T_{s_2})$  étant fixe, en intégrant, il vient :

$$\frac{2\pi\lambda L (T_{s_1} - T_{s_2}) \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{\ln\left(\frac{r_e}{r}\right)} = 2\pi\lambda L (T - T_{s_2})$$

d'où nous tirons la répartition de la température :

$$T = T_{s_2} - \frac{T_{s_1} - T_{s_2}}{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)} \ln\left(\frac{r}{r_e}\right) \quad [2.4]$$

## 2.2 Convection thermique

### 2.2.2.1 Convection naturelle

Le flux thermique de convection  $\Phi_c$  entre une surface d'aire  $S$  et un fluide, d'après la loi de Newton, s'écrit :

$$\Phi_c = h_c \cdot S \cdot \Delta T$$

avec :

$h_c$  : coefficient global de convection

$\Delta T$  : écart de température entre la surface et le fluide loin de cette surface.

La résistance thermique relative au transfert de chaleur par convection est alors :

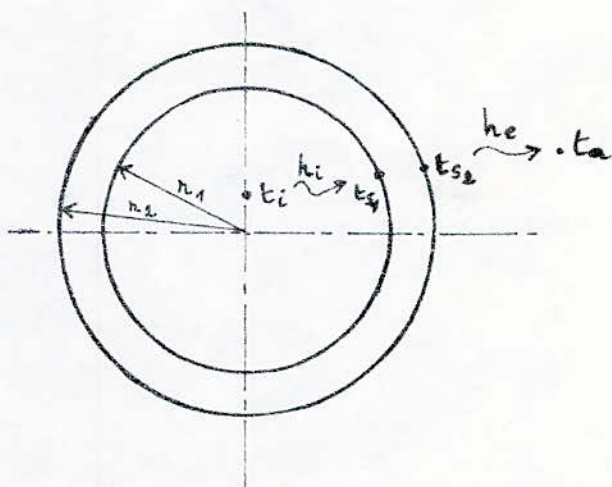
$$R_{th} = \frac{\Delta T}{\Phi_c} = \frac{1}{h_c S}$$

Dans le cas où on traite simultanément des échanges thermiques par convection et des échanges thermiques par rayonnement, entre une surface et un fluide ; il est, alors, pratique d'utiliser un coefficient global défini par :

$$h_{global} = h_{convection} + h_{rayonnement}$$

Considérons la transmission de chaleur à travers un tube.

Soit un fluide intérieur porté à la température  $t_i$  circulant à l'intérieur d'un tube de longueur  $L$ , de rayon intérieur  $r_1$  et de rayon extérieur  $r_2$ .



Le flux de chaleur échangé entre le fluide intérieur et la surface intérieure  $S_1$  de la paroi s'écrit :

$$\Phi = h_i S_1 \Delta t = h_i \cdot 2\pi r_1 L \cdot (t_i - t_{s1}) \quad [2.5]$$

$h_i$  : coefficient de transfert de chaleur, par convection, dans le fluide intérieur.

Pour l'échange thermique effectué, par convection entre la surface extérieure de la paroi et le fluide extérieur, le flux s'écrit :

$$\Phi = h_e S_2 \Delta t = h_e \cdot 2\pi r_2 L \cdot (T_{s_2} - t_a) \quad [2.6]$$

avec :

$h_e$  : coefficient de transfert de chaleur par convection dans le fluide extérieur.

$t_a$  : température du fluide extérieur

valeurs des coefficients  $h_i$  et  $h_e$

Lorenz publia, pour la première fois, en 1881, une étude fondamentale sur les facteurs mis en jeu dans la convection naturelle.

L'équation de Lorenz est de la forme :

$$Y = C X^n$$

$C, n$  étant des coefficients

$X$  est le produit du nombre de Grashof ( $Gr$ ) par le nombre de Prandtl ( $Pr$ ).

$$X = Gr \cdot Pr$$

$$Gr = \frac{L^3 \rho^2 g \beta \Delta t}{\mu^2} \quad [2.7]$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda} \quad [2.8]$$

$Y$  désigne le nombre de Nusselt ( $Nu$ )

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

Nous aurons :

$$\frac{hL}{\lambda} = C \left( \frac{L^3 \rho^2 g \beta \Delta t}{\mu^2} \cdot \frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^n \quad [2.9]$$

avec :

- $h$ : coefficient d'échange thermique par convection
- $\lambda$ : coefficient de conductivité du fluide
- $\rho$ : masse volumique du fluide considéré
- $g$ : accélération de la pesanteur
- $\beta$ : coefficient de dilatation
- $C_p$ : chaleur massique à pression constante
- $\mu$ : viscosité dynamique
- $L$ : hauteur de la paroi verticale.

Les coefficients  $c, n$  dépendent du régime de l'écoulement du fluide et de la géométrie des corps.

Ainsi, pour des plaques verticales et des cylindres verticaux; Mc ADAMS recommande, pour les différents régimes, les valeurs suivantes :

- zone de turbulence  $10^3 < x < 10^{12}$   
 $c = 0,13$  ;  $n = 1/3$

Le nusselt s'écrit alors :

$$Nu = 0,13 (Gr \cdot Pr)^{1/3} \quad [2.10]$$

- zone laminaire  $10^4 < x < 10^9$   
 $c = 0,59$  ;  $n = 1/4$

$$Nu = 0,59 (Gr \cdot Pr)^{1/4} \quad [2.11]$$

Si le fluide considéré est de l'air à la température ordinaire et à la pression atmosphérique normale; Mc ADAMS propose des équations simplifiées :

- en régime turbulent :  $h = 1,1 \Delta T^{1/3}$
- en régime laminaire :  $h = 1,22 (\Delta T/L)^{1/4}$



Pour des cylindres horizontaux baignant dans des gaz, l'équation généralisée s'obtient en faisant  $c = 0,4$  et  $n = 1/4$

et en remplaçant la longueur  $L$  par le diamètre du cylindre, on obtiendrait alors :

$$\frac{hD}{\lambda} = 0,4 \left( \frac{D^3 \rho^2 g \beta \Delta T}{\mu^2} \frac{c \rho \mu}{\lambda} \right)^{1/4} \quad [2.12]$$

Les équations simplifiées dans le cas de l'air sont

$$h = 1,05 \Delta T^{1/3} \quad \text{pour } 10^3 < X < 10^{12}$$

$$h = 1,14 (\Delta T/D)^{1/4} \quad \text{pour } 10^3 < X < 10^9$$

Pour  $10^3 < X < 10^9$ , Wamslser, Rice, Koch et Ackermann utilisent  $c = 0,53$  au lieu de  $c = 0,4$ , pour des tubes horizontaux dans l'air et dans l'eau.

Le Nusselt s'écrit alors :

$$\frac{hD}{\lambda} = 0,53 (Gr \cdot Pr)^{1/4} \quad [2.13]$$

Des relations ont été également établies par Fishenden et Saunders, pour des plaques carrées horizontales.

Pour des plaques chauffées face vers le haut :

— en régime turbulent  $2 \cdot 10^7 < X < 3 \cdot 10^{10}$

$$\frac{hL}{\lambda} = 0,14 (Gr \cdot Pr)^{1/3} \quad [2.14]$$

— en régime laminaire  $10^5 < X < 2 \cdot 10^7$

$$\frac{hL}{\lambda} = 0,54 (Gr \cdot Pr)^{1/4} \quad [2.15]$$

Pour des plaques chauffées face vers le bas et en régime laminaire  $3 \cdot 10^5 < X < 3 \cdot 10^{10}$  le Nusselt s'écrit :

$$\frac{hL}{\lambda} = 0,27 (Gr \cdot Pr)^{1/4} \quad [2.16]$$

Pour des plaques circulaires horizontales, on remplace dans les relations (2.14) (2.15) et (2.16)  $L$  par  $0,9D$ , avec  $D$ : diamètre de la plaque.

Dans ce cas, nous aurons alors :

- plaques chauffées face vers le haut en régime turbulent :

$$\frac{h \cdot 0,9D}{\lambda} = 0,14 (Gr \cdot Pr)^{1/3} \quad [2.17]$$

en régime laminaire :

$$\frac{h \cdot 0,9D}{\lambda} = 0,54 (Gr \cdot Pr)^{1/4} \quad [2.18]$$

- plaques chauffées face vers le bas en régime laminaire :

$$\frac{h \cdot 0,9D}{\lambda} = 0,27 (Gr \cdot Pr)^{1/4} \quad [2.19]$$

## 2.2.2.2 Convection forcée

Le régime, le plus fréquent, dans le cas de la convection forcée dans les tubes, est turbulent. Le coefficient d'échange thermique varie selon que le fluide est un liquide ou un gaz.

Dans le cas des liquides, nous avons :

$$h = 0,023 \frac{\lambda}{D} \left( \frac{vD}{\mu} \right)^{0,8} \left( \frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^{0,4} \quad [2.20]$$

Pour les gaz,  $h$  s'écrit :

$$h = 0,02 \frac{\lambda}{D} \left( \frac{vD}{\mu} \right)^{0,8} \quad [2.21]$$

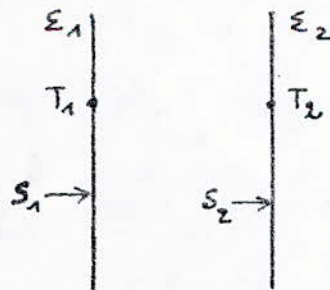
$v$  désigne la vitesse du fluide.

$D$  est le diamètre du tube.  
 on utilise les diamètres intérieur ou extérieur selon que la convection se produit à l'intérieur ou à l'extérieur du tube.

### 2.2.3 Rayonnement thermique

Dans ce mode de transmission de chaleur, il existe aussi, comme pour la conduction et la convection, une résistance thermique de rayonnement. Celle est définie comme étant le rapport entre la différence de température existant entre deux points, au flux échangé par rayonnement entre ces deux points.

Considérons le cas de deux plans parallèles de même surface  $S$  et ayant respectivement pour émissivités  $\varepsilon_1$  et  $\varepsilon_2$ , maintenues à des températures  $T_1$  et  $T_2$ .



Le flux de chaleur, par rayonnement, s'écrit :

$$\Phi = \frac{\sigma S (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad [2.22]$$

Dans le cas de deux cylindres concentriques, le flux échangé s'écrit :

$$\Phi = \sigma (T_1^4 - T_2^4) \frac{S_1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right) \frac{S_1}{S_2}} \quad [2.23]$$

$\sigma$  est appelée constante de Stefan.

La résistance thermique de rayonnement s'écrit alors :

$$R_{th} = \frac{\Delta T}{\Phi}$$

Ainsi, dans le cas où les échanges par convection et par rayonnement sont associés, on définit un coefficient global d'échange thermique  $h$  tel que :

$$h = h_c + h_r$$

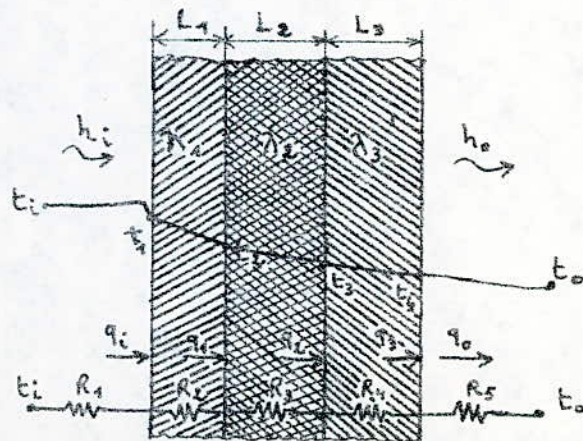
En négligeant  $h_r$ , nous aurons :

$$h = h_c$$

## 2.3 Transmission de chaleur par conduction et convection pour des structures composites

### 2.3.1 structures composites planes

Considérons un mur, composé de trois couches de matériaux différents, tel qu'il est représenté sur la figure suivante :



Le flux thermique à travers une couche donnée est le même pour n'importe quelle couche. on écrit :

$$q_i = q_1 = q_2 = q_3 = q_o = q$$

La température du fluide chaud est  $t_i$  et la température du milieu environnant est  $t_o$ .

Soit  $A$  la surface de chaque paroi perpendiculaire aux lignes de passage du flux de chaleur  $q$ . Le schéma équivalent thermique est représenté par cinq résistances thermiques.

$$q_i = q = h_i A (t_i - t_1) = \frac{\lambda_1 A}{L_1} (t_1 - t_2) = \frac{\lambda_2 A}{L_2} (t_2 - t_3) \\ = \frac{\lambda_3 A}{L_3} (t_3 - t_4) = h_o A (t_4 - t_o)$$

après quelques transformations, nous obtenons :

$$t_i - t_o = q (R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5)$$

d'où :

$$q = \frac{t_i - t_o}{\sum_{n=1}^{n=5} R_n}$$

$\sum_{n=1}^{n=5} R_n$  est la résistance thermique totale.

## 232 Structures composites cylindriques

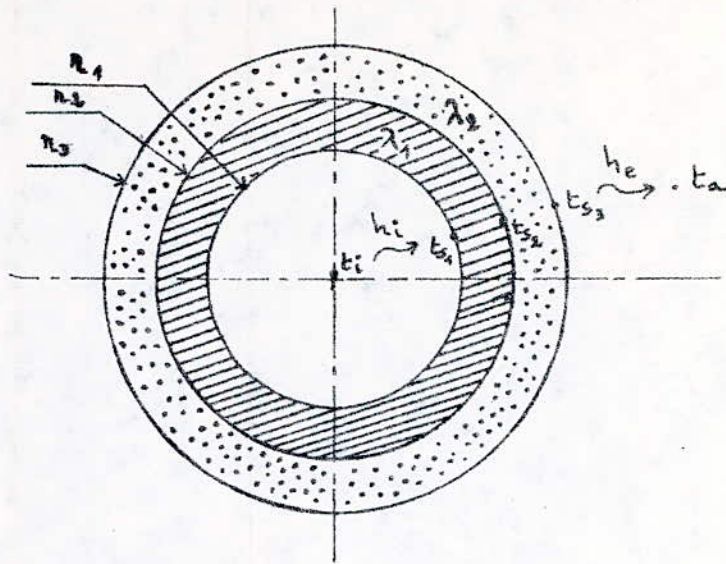
Considérons le cas de cylindres concentriques.

Soit un cylindre constitué de deux couches de matériaux différents ayant respectivement les rayons  $r_1$  et  $r_2$  et de longueur  $L$ .

En régime permanent, le flux de chaleur à travers chaque couche est le même.

Soient :  $t_a$  : température froide

$t_i$  : température chaude



Le flux de chaleur échangé par convection entre le fluide chaud et la surface intérieure s'écrit :

$$q_i = 2\pi r_1 L h_i (t_i - t_{s1}) = \frac{t_i - t_{s1}}{R_i} \quad [2.24]$$

L'échange de chaleur effectué par conduction à travers la paroi du cylindre intérieur

$$q_1 = \frac{2\pi \lambda_1 L}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} (t_{s1} - t_{s2}) = \frac{t_{s1} - t_{s2}}{R_1} \quad [2.25]$$

Le même flux à travers le cylindre extérieur s'écrit :

$$q_2 = \frac{2\pi \lambda_2 L}{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)} (t_{s2} - t_{s3}) = \frac{t_{s2} - t_{s3}}{R_2} \quad [2.26]$$

Et enfin, la surface extérieure échange la chaleur, par convection avec le fluide froid :

$$q_e = h_e \cdot 2\pi r_3 L (t_{s3} - t_a) = \frac{t_{s3} - t_a}{R_e} \quad [2.27]$$

Nous avons :  $q_i = q_1 = q_2 = q_e = q$

Ainsi, le flux de chaleur traversant radiativement deux cylindres concentriques s'écrit :

$$q = \frac{t_i - t_a}{\frac{1}{2\pi r_1 h_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi \lambda_1 L} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi \lambda_2 L} + \frac{1}{2\pi r_3 L h_e}}$$

$$q = \frac{t_i - t_a}{\sum_{n=1}^{n=4} R_n} \quad [2.28]$$

En désignant par  $U$  le coefficient global d'échange de chaleur; le flux thermique s'écrit :

$$q = U A_o (t_i - t_a)$$

avec :

$$A_o = 2\pi r_3 L$$

$$U = \frac{1}{\frac{r_3}{r_1 h_i} + \frac{r_3 \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{\lambda_1} + \frac{r_3 \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{\lambda_2} + \frac{1}{h_e}}$$

## 2.4 Etude du calorifuge

Le calorifuge a pour rôle de réduire les pertes thermiques, mais il arrive des cas où l'addition d'une isolation diminue la résistance thermique, ou simplement, n'est pas nécessaire.

En effet, nous avons vu que le flux thermique s'écoulant radialement à travers un cylindre est inversement proportionnel au logarithme du rayon extérieur, ainsi, un accroissement de celui-ci, augmente la résistance thermique due à la conduction d'une part, et d'autre part que la quantité de chaleur dissipée de la surface extérieure est directement proportionnelle à ce rayon, dans ce cas, la résistance thermique diminue linéairement avec le rayon extérieur.

La résistance thermique totale, étant proportionnelle à ces deux résistances, peut augmenter en ajoutant une couche isolante. Pour cela, on doit étudier la résistance thermique en fonction du rayon extérieur.

Pour un mur, de section  $A$ , séparant deux fluides, le flux de chaleur s'écrit :

$$\Phi = A \frac{\theta_1 - \theta_2}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + \frac{1}{\lambda}} \quad [2.29]$$

$L$  étant l'épaisseur du mur  
 $\theta_1, \theta_2$  températures extrêmes  
 $h_1, h_2$  coefficients d'échange de chaleur par convection des deux fluides.

Si le mur est recouvert d'une couche isolante d'épaisseur  $L_c$  et de conductivité thermique  $\lambda_c$  ; le nouveau flux s'écrit alors :

$$\Phi' = A \frac{\theta_1 - \theta_2}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + \frac{L}{\lambda} + \frac{L_c}{\lambda_c}} = \frac{\Delta\theta}{R_{th}} \quad [2.30]$$

Dans ce cas, la résistance thermique est d'autant plus grande que l'épaisseur  $L_c$  est grande.

Étudions le cas de calorifuge des tubes cylindriques.

Pour un cylindre, la différence des températures extrêmes, s'écrit :

$$\theta_1 - \theta_2 = \frac{\Phi}{2\pi L} \left( \frac{1}{r_1 h_1} + \frac{1}{r_2 h_2} + \frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1} \right)$$



$r_1$  : rayon intérieur du cylindre

$r_2$  : rayon extérieur

En recouvrant le cylindre d'un calorifuge de rayons intérieur  $r_2$  et extérieur  $r_3$  et de coefficient de transmission  $h_3$ , la relation précédente s'écrit :

$$\theta_1 - \theta_2 = \frac{\Phi}{2\pi L} \left( \frac{1}{r_1 h_1} + \frac{1}{r_2 h_2} + \frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2} \right)$$

La résistance thermique, dans le cas, sans calorifuge s'écrit :

$$R_{th_1} = \frac{1}{2\pi L} \left( \frac{1}{r_1 h_1} + \frac{1}{r_2 h_2} + \frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1} \right)$$

avec calorifuge, elle devient :

$$R_{th_2} = \frac{1}{2\pi L} \left( \frac{1}{r_1 h_1} + \frac{1}{r_2 h_2} + \frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2} \right)$$

La variation de la résistance, s'écrit alors :

$$\Delta R = \frac{1}{2\pi L} \left( \frac{1}{r_2 h_2} - \frac{1}{r_2 h_2} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2} \right) \quad [2.31]$$

Pour déterminer le calorifuge, on étudie les variations de  $\Delta R$  en fonction de  $r_3$ .

La relation (2.31) peut s'écrire :

$$\Delta R = \frac{1}{2\pi L r_2 h_2} \left( \frac{r_2 h_2}{r_3 h_3} - 1 + \frac{r_2 h_2}{\lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2} \right)$$

on pose :  $u = \frac{r_2}{r_3}$      $v = \frac{r_2 h_2}{\lambda_2}$      $h_2 = h_3$

nous aurons alors :

$$\Delta R = \frac{1}{2\pi L r_2 h_2} (u - 1 - v \ln u)$$

Les variations de  $\Delta R$  sont les mêmes que la fonction :  $z = u - 1 - v \ln u$

Pour déterminer l'extrémum de  $z$ , on dérive

$$\frac{dz}{du} = 1 - \frac{v}{u}$$

$$\frac{du}{dr_3} = - \frac{r_2}{r_3^2}$$

$$\frac{dz}{dr_3} = \frac{dz}{du} \cdot \frac{du}{dr_3} = - \frac{r_2}{r_3^2} \cdot \frac{dz}{du}$$

$$\text{Nous aurons alors : } \frac{dz}{du} = \frac{- dz/dr_3}{r_2/r_3^2}$$

$\frac{dz}{du}$  varie en sens inverse de  $dz/dr_3$ .

Trois cas sont à considérer :

$$1^{\text{er}} \text{ cas : } v = \frac{r_2 h_2}{\lambda_2} > 1 \quad 0 < \frac{r_2}{r_3} < 1$$

$$0 < u < v \quad \text{ou} \quad 0 < \frac{r_2}{r_3} < \frac{r_2 h_2}{\lambda_2}$$

avec ces inégalités, nous aurons :

$$\frac{dz}{du} < 0 \quad \text{donc} \quad \frac{dz}{dr_3} > 0$$

La dérivée  $\frac{dz}{dr_3}$  étant positive ; la résistance

thermique augmente pour  $v > 1$

$$2^{\text{e}} \text{ cas : } v = \frac{r_2 h_2}{\lambda_2} < 1$$

$$\text{nous avons : } 1 > u > v \quad \text{ou} \quad 1 > \frac{r_2}{r_3} > \frac{r_2 h_2}{\lambda_2}$$

$$\text{Dans ce cas } \frac{dz}{du} > 0 \quad \text{donc} \quad \frac{dz}{dr_3} < 0$$

La dérivée  $\frac{dz}{dr_3}$  étant négative, la résistance thermique diminue avec l'épaisseur, donc, les pertes de chaleur augmentent.

3<sup>e</sup> cas :  $v = u$

$$\text{nous avons alors : } \frac{dz}{du} = 0 ; \frac{r_2}{r_3} = \frac{r_2 h_2}{\lambda_2}$$

Le rayon extérieur  $r_3$  s'écrit :  $r_3 = \frac{\lambda_2}{h_2}$

Dans ce cas, on a un extrémum :

La résistance thermique est minimale et les pertes de chaleur sont maximales.

Interprétons les trois cas précédents :

- 1<sup>o</sup>/ En diminuant  $u$ , l'épaisseur augmente, la résistance thermique diminue et les pertes de chaleur augmentent, d'où le 2<sup>e</sup> cas.
- 2<sup>o</sup>/ En continuant à diminuer  $u$  jusqu'à  $u = v$  (extrémum), la résistance sera alors minimale et les pertes thermiques maximales, d'où le 3<sup>e</sup> cas.
- 3<sup>o</sup>/ Si on continue à diminuer, encore,  $u$  à partir de l'extrémum, la résistance augmente alors et les pertes thermiques diminuent (1<sup>e</sup> cas).

Pour  $z = u - 1 - v \ln u = 0$  nous avons  $\Delta R = 0$  comme en absence du colorifuge.

Cette équation admet une racine  $u = u_c = u_{\text{critique}}$   
 Étudions  $v(u)$ .

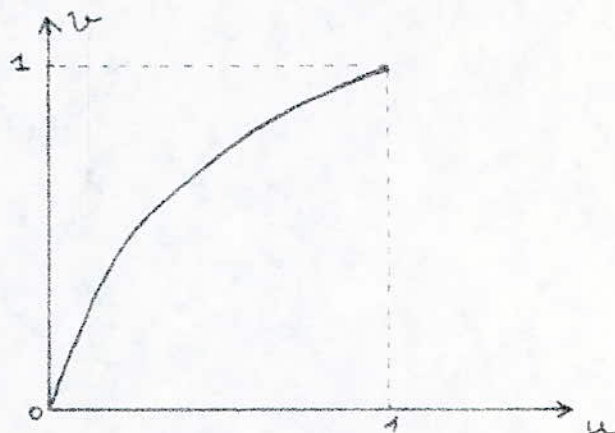
$$u - 1 - v \ln u = 0 \quad \text{donne} \quad v = \frac{u - 1}{\ln u}$$

Pour  $u = 1$  ( $\frac{\kappa_2}{\kappa_3} = 1$ ), nous aurons :  $\lim_{u \rightarrow 1} v = \lim_{u \rightarrow 1} \frac{1}{u} = 1$

$$u = 0, v = 0$$

Le rayon critique est, alors, tel que :

$$u_c = \frac{\kappa_2}{\kappa_c}, \text{ ce qui donne } \kappa_c = \frac{\kappa_2}{u_c}$$



courbe de variation de  $v$

Pour obtenir :

- pour  $\kappa_3 = \kappa_c$  colorifuge non nécessaire
- $\kappa_3 < \kappa_c$  les pertes thermiques augmentent
- $\kappa_3 > \kappa_c$  la résistance thermique augmente.

## Chapitre 3

### CALCUL DE LA CHAUDIERE

#### 3.1 Calcul de la chaleur à fournir à la chaudière

La chaudière est destinée à produire, en régime permanent, un débit horaire de 50 kg de vapeur saturante sèche, sous une pression maximale de 5 bars.

Il va falloir, alors, fournir de la chaleur d'échauffement et de la chaleur latente de vaporisation à l'eau prise initialement à  $t = t_0 = 20^\circ\text{C}$ .

##### 3.1.1 Calcul de la chaleur d'échauffement

Pour porter 1 kg d'eau de  $t_0 = 20^\circ\text{C}$  à la température de saturation  $t_s$  correspondant à la pression de 5 bars; d'après la formule (1.3), il faut fournir une quantité de chaleur :

$$q = c_p(t_s - t_0)$$

Les tables et diagrammes thermodynamiques donnent pour  $P = 5$  bars :  $t_s = 151,8^\circ\text{C}$ .

$t_s$  peut être calculée à l'aide de la formule empirique de DUPPERRAY, valable pour  $t > 100^\circ\text{C}$ .

$$P[\text{bars}] = 0,965 \left( \frac{t_s}{100} \right)^4$$

$$t_s = 100 \left( \frac{P}{0,965} \right)^{1/4} = 100 \left( \frac{5}{0,965} \right)^{1/4} = 150,87^\circ\text{C}$$

valeur approchée à celle donnée par les tables.

prenons  $t_s = 151,8^\circ\text{C}$

$c_p$ : chaleur spécifique de l'eau à pression constante. Pour  $P = 5$  bars:  $c_p = 4,29 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$ .

On aura alors:

$$q = 4,29(151,8 - 20) = 565,4 \text{ kJ/kg}$$

### 3.1.2 Calcul de la chaleur latente de vaporisation $L_v$

Les tables et diagrammes thermodynamiques nous donnent pour  $P = 5$  bars,  $t_s = 151,8^\circ\text{C}$ .

$$L_v = 2105,89 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Soit } L_v = 2106 \text{ kJ/kg}$$

$L_v$  peut être calculée à l'aide de la formule (1.4) valable entre  $0^\circ\text{C}$  et  $200^\circ\text{C}$  puisque  $t_s$  appartient à cet intervalle.

$$L_v = 2500 - 2,5 \cdot 151,8 = 2120,5 \text{ kJ/kg}$$

mais prenons:

$$L_v = 2106 \text{ kJ/kg}$$

### 3.1.3 Calcul de la puissance de la chaudière

La chaleur totale à fournir à la chaudière est d'après la formule (1.6):

$$H = q + L_v$$

$$H = 565,4 + 2106 = 2671,4 \text{ kJ/kg}$$

La puissance de la chaudière s'écrit:

$$P = \frac{HI}{3600} \quad \text{avec } I: \text{débit horaire de vapeur}$$

$$P = \frac{2671,4 \times 50}{3600} = 37,1 \text{ kW}$$

$$\text{Soit } P \approx 37 \text{ kW}$$

## 3.2 Dimensionnement de la chaudière

### 3.2.1 Calcul de la hauteur et du diamètre

Le corps de la chaudière est un cylindre à paroi mince soumis à une pression intérieure.

Calculons la hauteur  $L$  de la vapeur.

Les tables et diagrammes thermodynamiques donnent pour  $P = 5 \text{ bars}$ ,  $t_s = 151,8^\circ\text{C}$ , un volume massique qui vaut :

$$v'' = 0,3756 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$v''$  : volume massique de la vapeur.

Le débit de vapeur étant  $I = 50 \text{ kg/h}$ , en l'exprimant en g/s, nous aurons :

$$I = \frac{50 \cdot 10^3}{3600} = 13,888 \text{ g/s}$$

soit  $I = 13,9 \text{ g/s}$ .

En régime permanent, la chaudière nous fournit  $13,9 \text{ g/s}$  correspondant à un volume :

$$V = v'' \cdot 10^{-3} \cdot I = 0,3756 \cdot 10^{-3} \cdot 13,9 = 5,2208 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$V$  représente, ainsi, le volume minimal de vapeur au-dessus du niveau d'eau.

Le volume d'un cylindre est donné par la formule :  $V = \frac{\pi D^2}{4} \cdot L$ .

avec :

$D$  : diamètre du cylindre

$L$  : sa longueur

$$L = \frac{4V}{\pi D^2}$$

La production de la chaleur s'effectue à l'aide de résistances électriques (par effet Joule); il est alors nécessaire de choisir un diamètre  $D$  suffisant

pour pouvoir les placer à l'intérieur de la chaudière.

prenons.  $D = 0,4 \text{ m}$

La hauteur minimale à prévoir pour la vapeur sera alors :

$$L'_{\min} = \frac{4 \cdot 5,2208 \cdot 10^{-3}}{3,14 (0,4)^2} = 41,566 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Nous devons choisir une hauteur de vapeur  $L' > L'_{\min}$

Soit  $L' = 0,6 \text{ m}$

En régime permanent, le volume de vapeur, contenue dans la chaudière vaut :

$$V_v = \frac{\pi (0,4)^2}{4} \cdot 0,6 = 0,07536 \text{ m}^3 \approx 75,5 \text{ litres}$$

Choix de la hauteur d'eau dans la chaudière. Les résistances électriques devant être immergées complètement dans l'eau, choisissons alors une hauteur telle que :

$$L = 0,4 \text{ m}$$

Ainsi, la hauteur de la chaudière vaut :

$$L' + L = 0,6 + 0,4 = 1 \text{ m.}$$

### 3.2.2 Calcul de l'épaisseur de la tôle

D'après LEMASSON; l'épaisseur de la tôle, pour des chaudières à corps cylindrique, est donnée par la formule :

$$e = \frac{PD}{2\alpha R_s} + 1 \text{ mm (constante d'usure)}$$

avec :

P : pression effective

D : diamètre intérieur de l'enveloppe



$R_s$  : résistance de sécurité calculée sur la valeur la plus faible de la charge de rupture de l'acier choisi avec un coefficient de sécurité de 3,5 à 4.

$$R_s = \frac{R}{s} \quad R: \text{charge de rupture minimale}$$

$s$ : coefficient de sécurité.

$\alpha$ : coefficient de soudure.

$\alpha = 0,5$  pour des soudures non vérifiables

$\alpha = 0,65$  pour des soudures vérifiables

La tôle de la chaudière étant en contact avec l'eau, elle doit être faite avec de l'acier inoxydable austénitique qui résiste à la corrosion. on prendra de l'acier de désignation :

AFNOR Z 12 CN 25/20

dont la charge de rupture vaut :  $R = 55 \text{ daN/mm}^2$

$$P = 5 \text{ bars} = 0,05 \text{ daN/mm}^2$$

$$D = 0,4 \text{ m} = 400 \text{ mm}$$

$$\alpha = 0,65$$

$$s = 3,5$$

$$R_s = \frac{55}{3,5} \text{ daN/mm}^2$$

L'épaisseur de la tôle vaut :

$$e = \frac{0,05 \cdot 400}{2 \cdot 0,65 \cdot \frac{55}{3,5}} + 1$$

$$e = 0,979 + 1 = 1,979 \text{ mm}$$

soit  $e \approx 2 \text{ mm}$

Le diamètre extérieur de la chaudière a pour valeur :  $D_e = D_i + 2e = 0,4 + 2 \cdot 0,002 = 0,404 \text{ m}$ .

### 3.2.3 Calcul des diamètres de conduites

on doit prévoir deux conduites dont l'une est pour dégager la vapeur et l'autre pour amener l'eau nécessaire pour l'alimentation.

#### 3.2.3.1 Conduite de vapeur

Autrefois, on la faisait en cuivre, actuellement elle n'est plus qu'en acier.

La conduite de vapeur doit être protégée contre les pertes de chaleur qui peuvent provoquer une condensation de la vapeur.

Pour minimiser les pertes de chaleur, la conduite doit être calorifugée.

Les matériaux d'isolation thermique sont variés : On utilise la laine de verre qui est le matériau le plus courant.

Le diamètre de la conduite de vapeur dépend des caractéristiques de la vapeur à transporter :

- pression et température
- débit
- volume massique.

Le débit est donné par la relation :

$$I = \frac{1}{v''} S V$$

avec :

$I$  : débit de vapeur

$v''$  : volume massique de la vapeur

$S$  : section de la conduite

$V$  : vitesse de la vapeur.

$$S = \frac{\pi d^2}{4} \quad d: \text{diamètre de la conduite}$$

Le débit  $I$  s'écrit alors :

$$I = \frac{1}{v''} \pi \frac{d^2}{4} V \quad \text{d'où nous tirons :}$$

$$d = 2 \sqrt{\frac{I v''}{\pi V}}$$

$$I = 50 \text{ kg/h} = 0,01389 \text{ kg/s}$$

$$v'' = 0,3756 \text{ m}^3/\text{kg}$$

En prenant  $V = 2 \text{ m/s}$  nous aurons :

$$d = 2 \sqrt{\frac{0,01389 \cdot 0,3756}{3,14 \cdot 2}} = 0,0576 \text{ m}$$

soit  $d \approx 6 \text{ cm}$

### 3.2.3.2 Conduite d'eau

En régime permanent, le débit horaire d'eau alimentant la chaudière doit être le même que celui de la vapeur, du fait que le niveau d'eau doit rester constant.

Le débit d'eau s'écrit :  $I = \rho S V$

$$I = \rho \pi \frac{d^2}{4} \cdot V$$

$\rho$ : masse volumique de l'eau

$d$ : diamètre de la conduite

$$d = 2 \sqrt{\frac{I}{\rho \pi V}}$$

$$I = 0,01389 \text{ kg/s}$$

$$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$$

En choisissant  $V = 0,05 \text{ m/s}$ , nous aurons :

$$d = 2 \sqrt{\frac{0,01389}{1000 \cdot 3,14 \cdot 0,05}} = 0,0188 \text{ m}$$

soit  $d = 2 \text{ cm}$

### 3.3 Calcul de la soudure

Le corps de la chaudière étant un cylindre aux fonds plats, pour cela, nous devons utiliser deux types d'assemblages soudés :

- assemblages par cordons d'angles
- assemblage par cordon longitudinal.

#### 3.3.1 Assemblage par cordons d'angles

La section droite d'un cordon d'angle présente habituellement la forme d'un triangle isocèle, caractérisé géométriquement par sa hauteur de gorge  $a$ , représenté sur la figure 3.1.

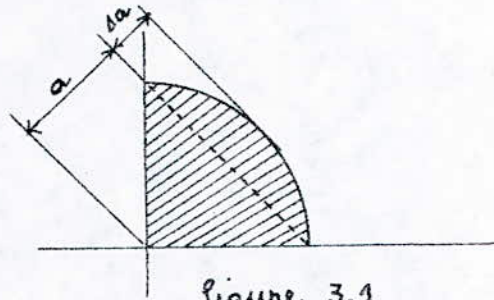


figure 3.1

La surépaisseur  $sa$  du cordon augmente sa résistance.

La plupart des règles normalisées basent le calcul des joints soudés sur des critères de rupture et utilisent des expressions de contraintes de comparaison  $\sigma_c$ , déterminées à partir des résultats d'essais à la

rupture.

Ces règles préconisent la limitation des valeurs  $\sigma_c$ , à la valeur de la contrainte admissible en traction  $R$  du métal de base :  $\sigma_c \leq R$

L'expression de  $\sigma_c$  fait intervenir les contraintes moyennes

dans la section transversale et dans la section de gorge  $S$  du cordon.

La section transversale du cordon est la section perpendiculaire à son axe longitudinale; l'aire de cette section est l'aire du plus grand triangle isocèle qui peut y être inscrit.

La section de gorge du cordon est la section faite par le plan bissecteur de l'angle solide délimité par les deux côtés du cordon et passant par la racine de celui-ci.

La contrainte normale  $\sigma_{||}$  est la contrainte moyenne, agissant sur la section transversale du cordon, parallèlement à l'axe longitudinal de celui-ci.

Les contraintes moyennes agissant sur la section de gorge du cordon, sont définies sur la figure 3.2

- La contrainte normale  $\sigma_{\perp}$  agit perpendiculairement à l'axe longitudinal du cordon.
- La contrainte tangentielle  $\tau_{\perp}$  est la composante, perpendiculaire à l'axe longitudinal du cordon, de la contrainte de cisaillement.
- La contrainte tangentielle  $\tau_{||}$  est la composante, parallèle à l'axe longitudinal du cordon, de la contrainte de cisaillement.

Les contraintes  $\sigma_{\perp}$ ,  $\tau_{\perp}$  et  $\tau_{||}$  sont déterminées à partir des éléments de réduction des sollicitations. Il est commode de les calculer dans un plan parallèle ou perpendiculaire à une des faces des pièces assemblées; dans le cas des cordons

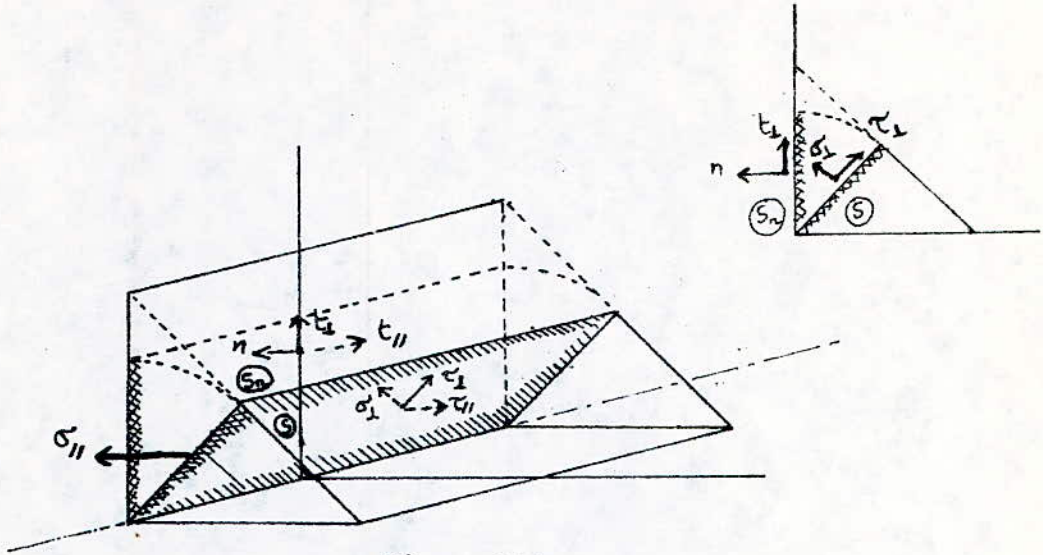


figure 3.2

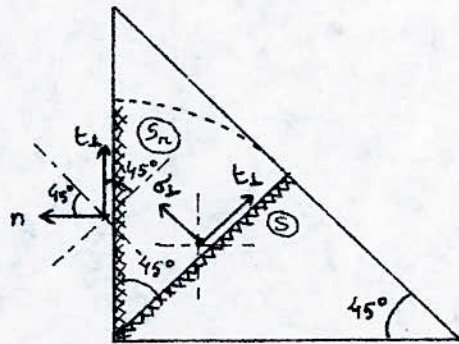


figure 3.3

d'angle rectangle isocèle, à un des côtés de l'angle rectangle.

En adoptant dans ce plan une section conventionnelle  $S_n$  appelée « section de gorge rabattue » on peut déterminer les contraintes moyennes  $n$ ,  $t_{\perp}$  et  $t_{\parallel}$  (figure 3.2).

- La contrainte normale  $n$  agit perpendiculairement à l'axe longitudinal du cordon.

- La contrainte tangentielle  $t_{\perp}$  agit perpendiculairement à l'axe longitudinal du cordon.

- La contrainte tangentielle  $t_{\parallel}$  agit parallèlement à l'axe longitudinal du cordon.

Les contraintes  $\sigma_{\perp}$ ,  $\tau_{\perp}$  et  $\tau_{\parallel}$  peuvent être déduites des contraintes  $n$ ,  $t_{\perp}$  et  $t_{\parallel}$  par projection de ces dernières perpendiculairement et parallèlement à la section de gorge.

Dans le cas de cordons d'angle rectangle isocèle, nous avons : (figure 3.3)

$$\sigma_{\perp} = \frac{1}{\sqrt{2}} (n + t_{\perp}) \quad [3.1]$$

$$\tau_{\perp} = \frac{1}{\sqrt{2}} (-n + t_{\perp}) \quad [3.2]$$

Le calcul des assemblages suivant les règles normalisées, donne l'expression générale de la contrainte  $\sigma_c$  qui s'écrit :

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_{\parallel}^2 + K [\sigma_{\perp}^2 + \lambda (\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)]} \quad [3.3]$$

$K, \lambda$  paramètres expérimentaux, variables d'une norme à l'autre.

Après les essais effectués au laboratoire du Génie civil de l'université de Liège, on a proposé de simplifier l'expression de  $\sigma_c$  en y faisant :

$$\sigma_{II} = 0$$

$$K = 1$$

$$\lambda = 1,8$$

L'expression (3.3) de la norme Belge s'écrit :

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_I^2 + 1,8(\tau_{\perp}^2 + \tau_{II}^2)} \quad [3.4]$$

La figure (3.4) représente l'assemblage par cordon d'angle et les sollicitations aux quelles est soumis ce cordon de soudure.

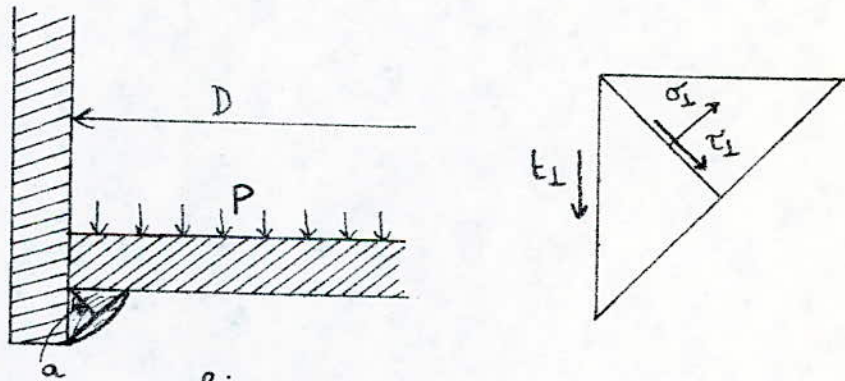


figure 3.4

Calcul de la contrainte de comparaison  $\sigma_c$ .

Le calcul de  $\sigma_c$  nécessite, d'abord, la connaissance de  $\sigma_I$ ,  $\tau_{\perp}$  et  $\tau_{II}$ .

$$\sigma_I = \frac{1}{\sqrt{2}}(n + t_{\perp})$$

$$\tau_{\perp} = \frac{1}{\sqrt{2}}(-n + t_{\perp})$$

Dans notre cas, la contrainte normale  $n = 0$ .



Nous aurons alors :

$$\sigma_{\perp} = \frac{1}{\sqrt{2}} t_{\perp}$$

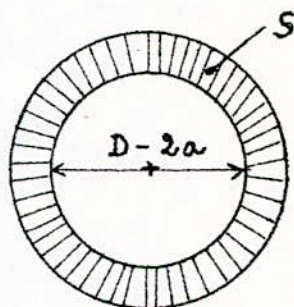
$$\tau_{\perp} = \frac{1}{\sqrt{2}} t_{\perp}$$

donc :  $\sigma_{\perp} = \tau_{\perp}$

$t_{\perp}$  est donnée par la formule :

$$t_{\perp} = \frac{F}{S} = \frac{P \pi D^2 / 4}{S}$$

$\tau_{\parallel} = 0$  la soudure n'est pas soumise à la torsion.



$$P = 0,5 \text{ N/mm}^2$$

$$D = 400 \text{ mm}$$

$$S = \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi (D-2a)^2}{4} = \pi a (D-a)$$

$a$  : hauteur de gorge.

Preons  $a = 1 \text{ mm}$ . L'aire de la surface  $S$  vaut

$$\text{alors : } S = 3,14 \cdot 1 \cdot (400 - 1) = 1252,86 \approx 1253 \text{ mm}^2$$

$$F = \frac{0,5 \cdot (400)^2 \cdot 3,14}{4} = 62800 \text{ N}$$

$$t_{\perp} = \frac{62800}{1253} = 50,1 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{\perp} = \sigma_{\perp} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot 50,1 = 35,4 \text{ N/mm}^2$$

$\sigma_c$  peut être, alors, calculée :

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 1,8 \tau_{\perp}^2} = \sqrt{(35,4)^2 + 1,8 (35,4)^2}$$

$$\sigma_c = 59,2 \text{ N/mm}^2$$

Soit  $s$  : coefficient de sécurité

$$\sigma_c \text{ peut s'écrire : } \sigma_c = \frac{R_{eH}}{s}$$

avec :

$R_{eH}$  : limite d'élasticité minimale du métal de base.

$$R_{eH} = 220 \text{ N/mm}^2$$

Le coefficient de sécurité  $s$  vaut :

$$s = \frac{R_{eH}}{\sigma_c} = \frac{220}{59,2} = 3,7$$

Avec  $a = 1 \text{ mm}$ , nous avons, donc, un bon coefficient de sécurité ( $s = 3,7$ ).

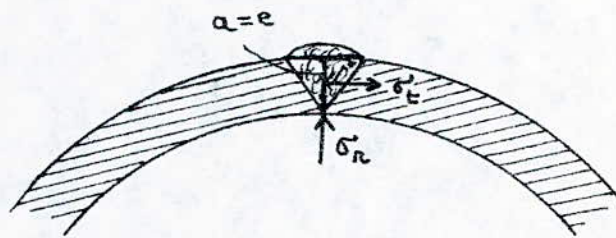
### 3.3.2 Assemblage par cordon longitudinal

Le cordon de soudure longitudinal est soumis aux contraintes suivantes :

$\sigma_{ax}$  : contrainte axiale

$\sigma_r$  : contrainte radiale

$\sigma_t$  : contrainte tangentielle



Dans ce cas, nous avons  $a = e = 2 \text{ mm}$ .

La contrainte axiale est donnée par la formule :

$$\sigma_{ax} = \frac{\frac{\pi D^2}{4} \cdot P}{\pi D a} = \frac{DP}{4a}$$

avec :

$$D = 400 \text{ mm}$$

$$P = 0,5 \text{ N/mm}^2$$

$$a = 2 \text{ mm}$$

ce qui nous donne :

$$\sigma_{\text{acc}} = \frac{0,5 \cdot 400}{4 \cdot 2} = 25 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{acc}} = \tau_{\parallel} = \tau_{\parallel} = 25 \text{ N/mm}^2$$

La contrainte tangentielle  $\sigma_t$  se calcule par la formule :

$$\sigma_t = \frac{DP}{2a} = \frac{400 \cdot 0,5}{2 \cdot 2} = 50 \text{ N/mm}^2$$

Nous avons :  $\sigma_t = \tau_{\perp} = \sigma_{\perp}$

La contrainte radiale  $\sigma_r = \tau_{\perp} = \tau_{\perp} = P$   
 $\sigma_r = 0,5 \text{ N/mm}^2$

Nous pouvons alors calculer  $\sigma_c$  :

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 1,8(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)}$$

$$\sigma_c = \sqrt{(50)^2 + 1,8(0,5^2 + 25^2)} = 55,9 \text{ N/mm}^2$$

Le coefficient de sécurité  $s$  vaut alors :

$$s = \frac{ReH}{\sigma_c} = \frac{220}{55,9} = 3,9$$

Donc pour  $a = 2 \text{ mm}$ , la soudure est vérifiée.

D'autres éléments de la chaudière tels que les tubes du robinet de purge, du manomètre, du thermomètre, de l'indicateur du niveau d'eau et les conduites de vapeur et d'eau, doivent être assemblés par cordons d'angles.

Le calcul est analogue à celui effectué pour l'assemblage des fonds plats de la chaudière.

## Chapitre 4

### PERTES THERMIQUES DE LA CHAUDIERE

#### 4.1 Introduction

Le milieu chaud étant l'intérieur de la chaudière, le flux de chaleur passe de l'intérieur vers l'extérieur (environnement).

La chaudière étant destinée à produire de la vapeur à partir de la chaleur qui lui est fournie, tout échange de chaleur avec le milieu extérieur constitue une perte d'énergie.

Cet échange de chaleur varie selon que le fluide, contenu dans la chaudière, est de l'eau ou de la vapeur.

#### 4.2 Echange de chaleur eau-milieu extérieur

##### 4.2.1 Echange de chaleur eau-chaudière

L'échange de chaleur s'effectue, par convection, entre l'eau et la face interne de la chaudière.

D'après la relation (2.5), le flux échangé s'écrit :

$$Q_1 = h_i S_i (t_e - t_{s_1}) \quad (4.1)$$

avec :

- $h_i$  : coefficient de convection eau-chaudière
- $t_e$  : température de l'eau dans la chaudière.
- $t_{s_1}$  : température de la paroi interne de la chaudière.

Calculons  $h_i$ .

D'après la formule (2.9), le nombre de Nusselt s'écrit :

$$Nu = \frac{h_i L}{\lambda} = C (Gr \cdot Pr)^n$$

$$Nu = C \left( \frac{L^3 \rho^2 g \beta \Delta T}{\mu^2} \cdot \frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^n = \frac{h_i L}{\lambda} \quad [4.2]$$

d'où nous tirons :

$$h_i = \frac{\lambda}{L} C \left( \frac{L^3 \rho^2 g \beta \Delta T}{\mu^2} \cdot \frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^n \quad \text{qui peut s'écrire}$$

$$\text{sous la forme : } h_i = \frac{\lambda}{L} C \left( \frac{L^3 \rho^2 g \beta}{\mu^2} \cdot \frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^n \Delta T^n \quad [4.3]$$

Par substitution de la relation (4.3) dans la formule (4.1), nous aurons :

$$Q_1 = h_i S_i \Delta T = \frac{\lambda}{L} C \left( \frac{L^3 \rho^2 g \beta}{\mu^2} \cdot \frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^n \Delta T^{n+1} \quad [4.4]$$

avec :

$$\Delta T = t_e - t_{s_1}$$

les valeurs  $\rho$ ,  $\beta$ ,  $\mu$ ,  $c_p$ ,  $\lambda$  doivent être prises à la température moyenne du film :

$$t_m = \frac{t_e + t_{s_1}}{2}$$

Comme la convection est forte à l'intérieur de la chaudière et que les valeurs varient peu avec la température, nous pouvons considérer provisoirement :

$$t_m \simeq t_e = 151,8^\circ\text{C}.$$

D'après les tables et diagrammes thermodynamiques, à la température de saturation  $t = 151,8^\circ\text{C}$ , nous avons :

$$\rho = 915,1 \text{ kg/m}^3$$

$$\beta = 10,4 \cdot 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{K}^{-1}$$

$$\mu = 182,7 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$$

$$Pr = 1,15$$

$$g = 9,81 \text{ N/kg}$$

$$\lambda = 0,683 \text{ W/m}^{\circ}\text{K}$$

Ces valeurs nous permettent de calculer  $Gr$  :

$$Gr = \frac{(0,4)^3 (945,1)^2 \cdot 9,81 \cdot 10,4 \cdot 10^{-4}}{(182,7 \cdot 10^{-6})^2} \cdot \Delta T$$

$$Gr = 163,8 \cdot 10^8 \Delta T$$

$$Gr \cdot Pr = 163,8 \cdot 1,15 \cdot 10^8 \Delta T = 188,37 \cdot 10^8 \Delta T$$

$$Gr \cdot Pr \approx 1,88 \cdot 10^{10} \Delta T$$

Le produit  $Gr \cdot Pr$  étant compris entre  $10^9$  et  $10^{12}$  (régime turbulent) et le corps de la chaudière étant un cylindre vertical, on utilise la formule (2.9) pour calculer  $h_i$ .

$$h_i = \frac{\lambda}{L} \cdot 0,13 (Gr \cdot Pr)^{1/3} \quad [4.4']$$

$$h_i = \frac{0,683}{0,4} \cdot 0,13 (1,88 \cdot 10^{10} \Delta T)^{1/3}$$

$$h_i = 590,2 \Delta T^{1/3} = 590,2 (t_e - t_{s1})^{1/3}$$

La formule (4.4) s'écrit alors :

$$Q_1 = 590,2 S_i (t_e - t_{s1})^{4/3} \quad [4.5]$$

#### 4.2.2 Echange de chaleur par conduction à travers la paroi de la chaudière

Le flux de chaleur échangé est donné par la formule (2.3), il s'écrit :

$$Q_2 = \frac{2\pi \lambda_a L (t_{s1} - t_{s2})}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad [4.6]$$

avec :  $r_1 = 0,2 \text{ m}$

$r_2 = 0,202 \text{ m}$

$\lambda_a$  : conductivité thermique de l'acier utilisé.

$$L = 0,4 \text{ m}$$

#### 4.2.3 Chaleur émise à travers le calorifuge

Pour le calorifuge, on utilise la laine de verre dont la conductivité thermique à  $151,8^\circ\text{C}$  vaut :

$$\lambda_L = 0,065 \text{ w/m}^\circ\text{K}$$

Le flux de chaleur à travers le calorifuge s'écrit :

$$Q_3 = \frac{2\pi\lambda_L L (t_{s_2} - t_{s_3})}{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}$$

#### 4.2.4 Echange de chaleur calorifuge-milieu extérieur

La face du calorifuge étant exposée à l'air, dans ce cas, l'échange de chaleur s'effectue par convection et par rayonnement.

Le flux de chaleur échangé par convection s'écrit :

$$Q_4 = h_e S_{ex} (t_{s_3} - t_a) \quad [4.8]$$

$h_e$  : coefficient de convection calorifuge-milieu extérieur.

L'échange thermique par rayonnement est négligé.

Calculons  $h_e$ .

$$\text{Nous avons : } Nu = C (Gr \cdot Pr)^n$$

$$Nu = \frac{h_e L}{\lambda} = C \left( \frac{L^3 \rho^2 g \beta \Delta t}{\mu^2} \frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^n$$

avec :  $\Delta t = t_{s_3} - t_a$

$t_a$  : température ambiante.

on suppose  $t_a = 20^\circ\text{C}$ , à cette température, les tables donnent les caractéristiques de l'air :

$$Pr = 0,71$$

$$\rho = 1,16 \text{ kg/m}^3$$



$$\mu = 18,2 \cdot 10^{-6} \text{ NS/m}^2$$

$$\beta = 3,4 \cdot 10^{-3} \text{ } 1/^{\circ}\text{K}$$

$$\lambda = 0,025 \text{ W/m}^{\circ}\text{K}$$

Calculons le nombre de Grashof :

$$Gr = \frac{L^3 g^2 \beta \Delta T}{\mu^2} = \frac{(0,4)^3 (1,16)^2 \cdot 9,81 \cdot 3,4 \cdot 10^{-3} \Delta T}{(1,82)^2 \cdot 10^{-10}}$$

$$Gr = 8,67 \cdot 10^6 \Delta T$$

$$Gr \cdot Pr = 8,67 \cdot 0,71 \cdot 10^6 \Delta T = 6,15 \cdot 10^6 \Delta T$$

$Gr \cdot Pr$  est compris entre  $10^4$  et  $10^9$ , nous avons un régime laminaire. Appliquons la formule (2.11) :

$$\frac{h_e L}{\lambda} = 0,59 (Gr \cdot Pr)^{1/4} \text{ d'où nous tirons:}$$

$$h_e = \frac{\lambda}{L} \cdot 0,59 (Gr \cdot Pr)^{1/4}$$

$$h_e = \frac{0,025}{0,4} \cdot 0,59 (6,15 \cdot 10^6 \Delta T)^{1/4}$$

$$h_e = 1,84 \Delta T^{1/4} = 1,84 (t_{s_2} - t_a)^{1/4}$$

La relation (4.8) s'écrit alors :

$$Q_4 = 1,84 S_{ex} (t_{s_2} - t_a)^{5/4} \quad [4.9]$$

#### 4.2.5 Evaluation des températures

L'échange de chaleur s'effectuant du fluide intérieur (eau) vers le fluide extérieur (air), nous avons alors :

$$t_e > t_{s_1} > t_{s_2} > t_{s_3} > t_a$$

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q_4$$

En supposant que le calorifuge n'existe pas, nous aurons le système d'équations suivant :

$$Q_1 = 590,2 \text{ Si } (t_e - t_{s_1})^{4/3}$$

$$Q_2 = \frac{2\pi\lambda_a L (t_{s_1} - t_{s_2})}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}$$

$$Q_4 = 1,84 \text{ Sex } (t_{s_2} - t_a)^{5/4}$$

avec l'égalité  $Q_2 = Q_4$ , nous avons :

$$\frac{2\pi\lambda_a L (t_{s_1} - t_{s_2})}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} = 1,84 \text{ Sex } (t_{s_2} - t_a)^{5/4}$$

d'où nous tirons :

$$t_{s_1} = t_{s_2} + 1,84 \text{ Sex } \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi\lambda_a L} (t_{s_2} - t_a)^{5/4}$$

Par substitution de  $t_{s_1}$  dans  $Q_1$ , nous aurons :

$$Q_1 = 590,2 \text{ Si } \left[ t_e - t_{s_2} - 1,84 \text{ Sex } \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi\lambda_a L} (t_{s_2} - t_a)^{5/4} \right]^{4/3}$$

vous obtenons, alors, l'équation suivante :

$$590,2 \text{ Si } \left[ t_e - t_{s_2} - 1,84 \text{ Sex } \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi\lambda_a L} (t_{s_2} - t_a)^{5/4} \right]^{4/3} \\ = 1,84 \text{ Sex } (t_{s_2} - t_a)^{5/4}$$

$$\left( \frac{590,2 \text{ Si}}{1,84 \text{ Sex}} \right)^{4/5} \left[ t_e - t_{s_2} - 1,84 \text{ Sex } \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi\lambda_a L} (t_{s_2} - t_a)^{5/4} \right]^{16/15} \\ = t_{s_2} - t_a$$

avec :

$$\text{Sex} = \pi D_e L = 3,14 \cdot 0,404 \cdot 0,4 = 0,5074 \text{ m}^2$$

$$\text{Si} = \pi D_i L = 3,14 \cdot 0,4 \cdot 0,4 = 0,5024 \text{ m}^2$$

$$\lambda_a = 16,28 \text{ W/m}^\circ\text{K}$$

$$t_a = 20^\circ\text{C}$$

$$t_e = 151,8^\circ\text{C}$$

$$\ln \frac{r_2}{r_1} = 3,95 \cdot 10^{-3}$$

Nous aurons :

$$t_{s_2} - 20 = 100,3 \left( 151,8 - t_{s_2} - 2,27 \cdot 10^{-4} (t_{s_2} - 20)^{5/4} \right)^{16/15}$$

La résolution nous donne :

$$t_{s_2} = 150,42^\circ\text{C}$$

Calcul de  $t_{s_1}$ .

$$t_{s_1} = t_{s_2} + \frac{1,84 S_{ex}}{2\pi\lambda_a L} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) (t_{s_2} - t_a)^{5/4}$$

$$t_{s_1} = 150,42 + \frac{1,84 \cdot 0,5074}{2 \cdot 3,14 \cdot 16,28 \cdot 0,4} \cdot 9,95 \cdot 10^{-3} (150,42 - 20)^{5/4}$$

$$t_{s_1} = 150,52^\circ\text{C}$$

Les différentes températures sont donc :

$$t_e = 151,8^\circ\text{C}$$

$$t_{s_1} = 150,52^\circ\text{C}$$

$$t_{s_2} = 150,42^\circ\text{C}$$

$$t_a = 20^\circ\text{C}$$

## 4.26 Calcul des pertes de chaleur

### 4.2.6.1 Perte par convection eau-chaudière

D'après la relation (4.1) nous avons :

$$Q_1 = h_i s_i (t_e - t_{s_1})$$

Le coefficient de convection  $h_i$ , suivant la formule (4.4') s'écrit :

$$h_i = \frac{\lambda}{L} \cdot 0,13 \left( \frac{L^3 \rho^2 g \beta \Delta t \cdot Pr}{\mu^2} \right)^{1/3}$$

On détermine les valeurs  $\rho, \beta, \mu, Pr$  à la température moyenne :  $t_m = \frac{t_e + t_{s_1}}{2} = \frac{151,8 + 150,52}{2} = 151,16^\circ\text{C}$ .

À cette température, les tables et diagrammes thermodynamiques nous donnent :

$$\rho = 915,8 \text{ Kg/m}^3$$

$$\beta = 10,4 \cdot 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{K}^{-1}$$

$$\mu = 183,7 \cdot 10^{-6} \text{ NS/m}^2$$

$$Pr = 1,16$$

$$\lambda = 0,683 \text{ W/m}^\circ\text{K}$$

Avec  $\Delta T = 151,8 - 150,52 = 1,28^\circ\text{C}$ , le nombre de Grashof vaut :

$$Gr = \frac{(0,4)^3 (915,8)^2 \cdot 9,81 \cdot 10,4 \cdot 10^{-4} \cdot 1,28}{(183,7)^2 \cdot 10^{-12}} = 207,71 \cdot 10^8$$

$$Gr \approx 208 \cdot 10^8$$

$$Gr \cdot Pr = 208 \cdot 1,16 \cdot 10^8 = 2,41 \cdot 10^{10}$$

Par la suite, nous aurons :

$$h_i = \frac{0,683 \cdot 0,13}{0,4} (2,41 \cdot 10^{10})^{1/3} = 640,2 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\text{soit } h_i \approx 640 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$S_i = 0,5024 \text{ m}^2$$

Nous aurons alors :

$$Q_1 = 640 \cdot 0,5024 \cdot 1,28 = 411,56 \text{ W}$$

$$Q_1 \approx 412 \text{ W}$$

#### 4.2.6.2 Echange de chaleur eau-virole inférieure

Le flux de chaleur échangé, par convection, entre l'eau et la virole inférieure de la chaudière s'écrit :

$$Q_1' = h_i S \Delta T$$

Calculons  $h_i$ .

La virole inférieure étant une plaque chauffée face vers le haut, le nombre de Nusselt est donné par la relation (2.14) qui s'écrit :

$$\frac{hL}{\lambda} = 0,14 (Gr \cdot Pr)^{1/3}$$

Calcul du nombre de Grashof :

$$Gr = \frac{L^3 \rho^2 g \beta \Delta T}{\mu^2}$$

$$\rho = 2,67 \text{ kg/m}^3$$

$$L' = 0,6 \text{ m}$$

$$g = 9,81 \text{ N/kg}$$

$$\beta = \frac{1}{T} = \frac{1}{151,8 + 273} = 2,35 \cdot 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{K}^{-1}$$

$$\Delta T = T_v - T_{s_1} = 151,8 - 150,52 = 1,28^\circ\text{C}$$

$$\mu = 14,5 \cdot 10^{-6} \text{ NS/m}^2$$

$$Gr = \frac{(0,6)^3 (2,67)^2 \cdot 9,81 \cdot 2,35 \cdot 10^{-3} \cdot 1,28}{(14,5 \cdot 10^{-6})^2} = 0,216 \cdot 10^9$$

$$Gr = 2,16 \cdot 10^8$$

calcul du nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda}$$

$$c_p = 1,92 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{K}$$

$$\lambda = 23,3 \cdot 10^{-3} \text{ w/m} \cdot ^\circ\text{K}$$

$$Pr = \frac{1920 \cdot 14,5 \cdot 10^{-6}}{23,3 \cdot 10^{-3}} = 950,17 \cdot 10^{-3}$$

soit  $Pr \approx 0,95$

$$Gr \cdot Pr = 2,16 \cdot 0,95 \cdot 10^8 = 2,05 \cdot 10^8$$

Le produit  $Gr \cdot Pr$  est compris entre  $10^4$  et  $10^9$ , d'après Mc ADAMS, c'est un régime laminaire.

L'équation (2.11) nous donne :

$$Nu = \frac{h_i L'}{\lambda} = 0,59 \left( \frac{L^3 \rho^2 g \beta \Delta T}{\mu^2} \cdot \frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^{1/4} \quad \text{d'où}$$

nous tirons :  $h_i = \frac{\lambda}{L'} 0,59 (Gr \cdot Pr)^{1/4}$

La plaque est un disque circulaire, nous remplaçons

$L$  par  $0,9D$ , nous aurons alors :

$$\frac{h_i 0,9D}{\lambda} = 0,14 \left( \frac{0,9^3 D^3 g^2 \beta \Delta t \cdot Pr}{\mu^2} \right)^{1/3}$$

avec :  $D = 0,4 \text{ m}$

$$\lambda = 0,683 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\rho = 915,8 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9,81 \text{ N/kg}$$

$$\beta = 10,4 \cdot 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{K}^{-1}$$

$$\Delta t = 1,28^\circ\text{C}$$

$$\mu = 183,7 \cdot 10^{-6} \text{ NS/m}^2$$

$$Pr = 1,16$$

$$h_i = \frac{\lambda}{0,9D} \cdot 0,14 \left( \frac{0,9^3 D^3 g^2 \beta \Delta t \cdot Pr}{\mu^2} \right)^{1/3}$$

$$h_i = \frac{0,683 \cdot 0,14}{0,9 \cdot 0,4} \left( \frac{0,9^3 \cdot 0,4^3 \cdot 915,8^2 \cdot 9,81 \cdot 10,4 \cdot 10^{-4} \cdot 1,28 \cdot 1,16}{(183,7 \cdot 10^{-6})^2} \right)^{1/3}$$

$$h_i = 690,5 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Le flux de chaleur  $\varphi'_1$  vaut alors :

$$\varphi'_1 = 690,5 \cdot 0,1256 \cdot 1,28 = 111 \text{ W}$$

## 4.3 Echange de chaleur vapeur-milieu extérieur

### 4.3.1 Echange thermique vapeur - chaudière

Le flux de chaleur s'échange par convection.

$$\varphi_2 = h_i s_i \Delta t$$

avec :  $\Delta t = t_v - t_{s_1}$

Calculons  $h_i$ .

Le nombre de Nusselt s'écrit :

$$Nu = \frac{h_i L'}{\lambda} = C (Gr \cdot Pr)^n$$

On aura :

$$h_i = \frac{29,3 \cdot 10^{-3}}{0,6} \cdot 0,59 \left( 2,05 \cdot 10^8 \right)^{1/4} = 3447 \cdot 10^{-3} \text{ W/m}^2 \text{°K}$$

Soit  $h_i \approx 3,5 \text{ W/m}^2 \text{°K}$

$$S_i = \pi D_i L' = 3,14 \cdot 0,4 \cdot 0,6 = 0,7536 \text{ m}^2$$

Le flux de chaleur  $Q_2$  vaut :

$$Q_2 = 3,5 \cdot 0,7536 \cdot 1,28 = 3,37 \text{ W}$$

#### 4.3.2 Echange de chaleur vapeur - virole supérieure

Le flux de chaleur, échangé par convection, avec la plaque supérieure s'écrit :

$$Q_2' = h_i S \Delta T$$

Calcul de  $h_i$ .

La plaque supérieure étant chauffée face vers le bas et le régime étant laminaire, la relation (2.19) nous donne :

$$h_i = \frac{\lambda}{0,9 D} \cdot 0,27 \left( \frac{0,9^3 D^3 \rho^2 g \beta \Delta T}{\mu^2} \frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^{1/4}$$

avec :  $\lambda = 29,3 \cdot 10^{-3} \text{ W/m}^2 \text{°K}$

$$D = 0,4 \text{ m}$$

$$\rho = 2,67 \text{ Kg/m}^3$$

$$\beta = 2,35 \cdot 10^{-3} \text{ 1/°K}$$

$$\Delta T = 1,28 \text{ °C}$$

$$\mu = 14,5 \cdot 10^{-6} \text{ NS/m}^2$$

$$Pr = 0,95$$

Le coefficient de convection vaut alors :

$$h_i = \frac{29,3 \cdot 10^{-3}}{0,9 \cdot 0,4} \cdot 0,27 \left( \frac{0,9^3 \cdot 0,4^3 \cdot (2,67)^2 \cdot 9,81 \cdot 2,35 \cdot 10^{-3} \cdot 1,28 \cdot 0,95}{(14,5 \cdot 10^{-6})^2} \right)^{1/4}$$

$$h_i = 1,8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$S = \frac{\pi D_i^2}{4} = \frac{3,14(0,4)^2}{4} = 0,1256 \text{ m}^2$$

Nous aurons :  $Q_2' = 1,8 \cdot 0,1256 \cdot 1,28 = 0,289 \text{ W}$

Soit  $Q_2' \approx 0,29 \text{ W}$

#### 4.4 Pertes thermiques totales

La quantité de chaleur totale perdue par la chaudière est la somme des énergies échangées avec le milieu extérieur.

$$Q_T = \sum Q_i$$

$$Q_T = 412 + 111 + 3,37 + 0,29 = 526,66 \text{ W}$$

Soit  $Q_T \approx 527 \text{ W}$

#### 4.5 Calcul du calorifuge

Le flux de chaleur, échangé par conduction, à travers le calorifuge s'écrit :

$$Q_3 = \frac{2\pi L \lambda_c (t_{s_2} - t_{s_3})}{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}$$

avec :

$\lambda_c$  : conductivité thermique du calorifuge.  
on utilise la laine de verre dont la conductivité thermique, à la température  $151,8^\circ\text{C}$  vaut :

$$\lambda_c = 0,065 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$r_3$  : rayon extérieur du calorifuge

$t_{s_3}$  : température de la face extérieure du calorifuge.

En fixant  $t_{s_3}$ , nous pouvons calculer le rayon  $r_3$ .



Ainsi, pour la zone, de la chaudière, contenant de l'eau, nous avons :

$$L = 0,4 \text{ m}$$

$$t_{s_2} = 150,42^\circ\text{C}$$

$$Q_3 = 412 \text{ W}$$

$$r_2 = 0,202 \text{ m}$$

En fixant  $t_{s_3} = 25^\circ\text{C}$ , nous aurons :

$$\ln \frac{r_3}{r_2} = \frac{2\pi L \lambda_c (t_{s_2} - t_{s_3})}{Q_3}$$

$$\ln \frac{r_3}{r_2} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,4 \cdot 0,065 (150,42 - 25)}{412} = 0,049$$

$$\text{Il vient : } \frac{r_3}{r_2} = e^{0,049} = 1,05$$

Le rayon extérieur  $r_3$  du calorifuge s'écrit alors :

$$r_3 = r_2 \cdot 1,05$$

$$r_3 = 0,202 \cdot 1,05 = 0,212 \text{ m}$$

L'épaisseur du calorifuge vaut :

$$e = r_3 - r_2 = 0,212 - 0,202 = 0,01 \text{ m}$$

Soit  $e = 1 \text{ cm}$ .

## Chapitre 5

### DISCUSSION

#### 5.1 Introduction

La chaudière est un appareil destiné à fonctionner à des pressions et températures élevées. Il s'ensuit que les éléments qui la constituent sont soumis à des contraintes mécaniques et thermiques importantes pouvant entraîner la fatigue des matériaux constitutants.

Pour cela, on utilise des matériaux adaptés au fonctionnement dans ces conditions.

Cependant, il est aussi impératif de mesurer correctement les grandeurs nécessaires au bon fonctionnement de la chaudière et de contrôler leur évolution etc...

Dans ce chapitre, nous allons discuter des appareils accessoires des chaudières à vapeur, de circuit et de fonctionnement.

#### 5.2 Appareils accessoires des chaudières à vapeur

##### 5.2.1 Réglementation concernant les appareils à vapeur

La construction, l'essai et l'utilisation des appareils à vapeur sont soumis à une réglementation. Cette réglementation impose, en particulier, un certain nombre d'appareils indicateurs et de sûreté

dont nous allons donner un aperçu rapide.

### 5.2.2 Mesure de pression

Toute chaudière doit être munie d'un manomètre en bon état, placé en vue de l'observateur et gradué de manière à indiquer, généralement en hectopièzes ou en kilogrammes par centimètre carré, la pression effective de la vapeur dans la chaudière, qui est égale à la pression absolue de la vapeur diminuée de la pression atmosphérique.

Une marque doit indiquer, sur l'échelle du manomètre, la limite que la pression effective ne doit pas dépasser.

En général, cette pression effective limite est inscrite sur une médaille de timbre apposée sur la chaudière par le service des mines chargé de la surveillance des appareils à vapeur. Pour cette raison, elle est appelée timbre de la chaudière.

Le manomètre d'une chaudière est de type métallique. Il doit être relié à la chaudière par un tuyau d'abord vertical puis recourbé en cor de chasse de façon que la vapeur n'agisse sur lui que par l'intermédiaire de l'eau qui résulte de sa condensation.

Dans notre cas, la pression maximale devant régner dans la chaudière vaut 5 bars. On doit utiliser un manomètre gradué de 0 à 10 bars, car, les appareils de mesure

donnent la meilleure précision au milieu de l'intervalle de leur graduation.

### 5.23 Soupapes de sûreté

Chaque chaudière doit être munie, en principe, d'une soupape de sûreté, chargée de façon à laisser la vapeur s'écouler dès que la pression effective atteint la limite indiquée par le timbre réglementaire.

Des mesures doivent être prises pour que la vapeur échappée ne puisse pas occasionner d'accidents.

Une soupape se compose, en général, d'un disque circulaire s'engageant exactement dans une ouverture de la partie supérieure de la chaudière. Une pression égale à celle du timbre de la chaudière, s'exerce sur elle, soit par l'intermédiaire d'un contrepoids (figure 5.1) soit par l'intermédiaire d'un ressort.

### 5.24 Indicateurs de niveau d'eau

La chaudière doit être munie d'un appareil, indicateur de niveau d'eau dans la chaudière, placé en vue de l'ouvrier chargé de l'alimentation. L'indicateur doit être en tube de verre ou autre appareil équivalent à paroi transparente. La figure (5.2) représente schématiquement un tel indicateur qui comprend essentiellement un tube de verre en communication, par sa partie inférieure, avec l'eau de la chaudière,

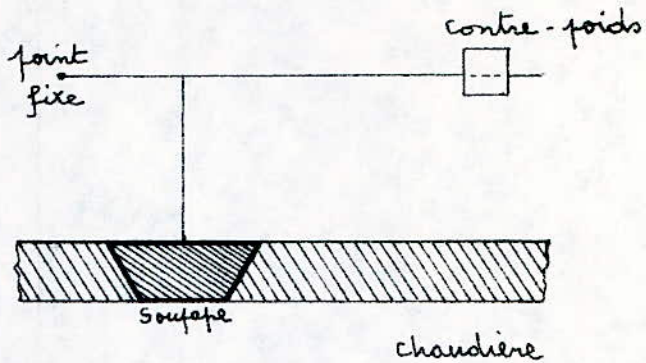


figure 5.1  
Soupape de sûreté

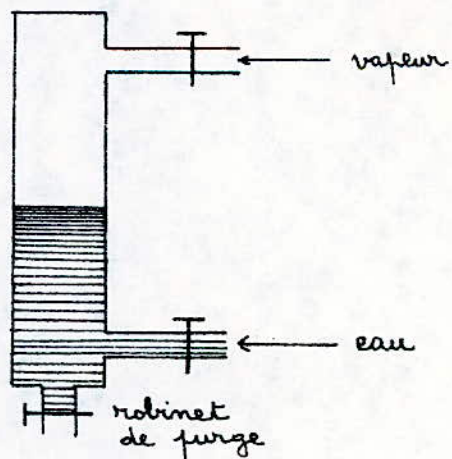


figure 5.2  
Indicateur de niveau d'eau

par sa partie supérieure, avec la vapeur.  
 Il fonctionne alors comme un vase communicant et l'eau y est au même niveau que dans la chaudière.

Il indique, par suite, si la chaudière est suffisamment alimentée en eau. Pour cela, il est nécessaire de connaître le niveau au-dessous duquel l'eau ne doit pas descendre.

La position limite au-dessous de laquelle ne doit pas descendre le plan d'eau doit être indiquée d'une manière très apparente au voisinage du tube de niveau.

Des précautions doivent être prises contre le danger provenant des éclats de verre, en cas de bris du tube, au moyen des dispositions qui ne fassent pas obstacle à la visibilité du niveau.

Les communications du tube de niveau avec la chaudière doivent être aussi courtes et directes que possible, exemptes de points bas et d'une section assez large pour que le niveau de l'eau s'établisse dans le tube à la même hauteur que dans la chaudière.

La pression maximale, devant régner à l'intérieur du tube, est de 5 bars. Pour cela, nous devons prendre un tube tel qu'il puisse résister à une pression supérieure à 5 bars.

### 5.2.5 Mesure de la température

on doit équiper la chaudière d'un thermomètre gradué à plus de  $151,8^{\circ}\text{C}$ .

La lecture de la température constitue un double contrôle de la pression, étant donné qu'on est à la température de saturation.

### 5.3 Alimentation en eau de la chaudière

Dans le cas général, on emploie des pompes qui sont montées sur l'arbre d'une turbine, alimentée par la chaudière et qui fournit de la force motrice à un certain nombre d'appareils, ou bien des pompes mues électriquement et totalement indépendantes de la chaudière.

Il existe un autre moyen de faire passer de l'eau dans la chaudière sous pression sans aucun mécanisme.

Il suffit de relier la chaudière, par une conduite, à un réservoir, fermé, contenant de l'eau. Les deux, se trouvant à la même pression, joueront alors le principe des vases communicants.

La figure 5.3 en montre le schéma.

Il est très commode d'élargir suffisamment le réservoir d'eau plutôt que d'augmenter sa hauteur.

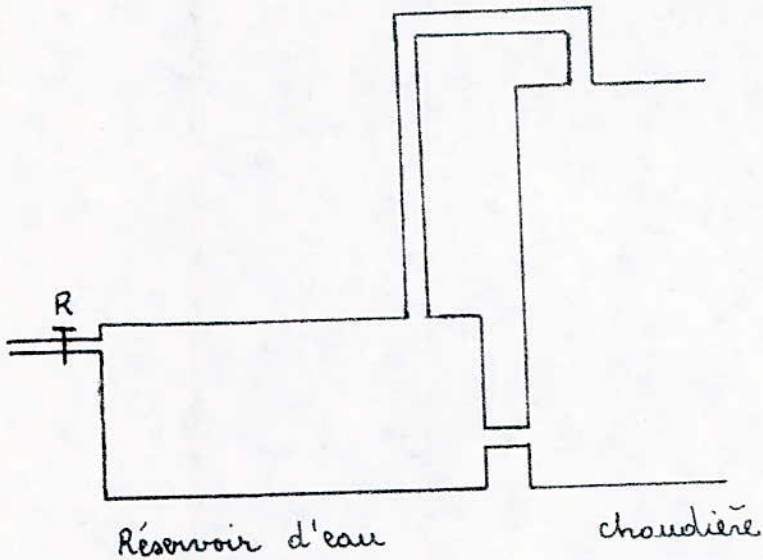


figure 5.3

Le réservoir d'eau est en communication, d'une part avec la vapeur de la chaudière et d'autre part avec l'eau qu'elle contient.

Pour remplir le réservoir d'eau, on ouvre le robinet R. lorsqu'on atteint le niveau d'eau voulu, on ferme R et on met en marche la chaudière. Le réservoir étant en contact avec la vapeur de la chaudière, il s'ensuit que les deux seront à la même pression.

La chaudière sera, ainsi, alimentée par l'eau du réservoir où le niveau d'eau sera constamment le même que dans la première.



## 5.4 Epuration des eaux alimentant les chaudières

Les eaux naturelles contiennent des sels en dissolution. Ceux-ci forment des dépôts qui adhèrent aux tôles et qui ne peuvent être enlevés que par attaque à la brosse métallique, au burin ou à la fraise.

Pour éviter un tel inconvénient, on utilise des procédés chimiques d'épuration dont le principe est d'éliminer les sels contenus, en dissolution, dans l'eau avant l'introduction de celle-ci dans la chaudière.

Notre chaudière étant un appareil de laboratoire, elle doit être alimentée par de l'eau potable; ainsi, le problème posé par ces dépôts de sels est éliminé; mais nous devons prévoir une soupape de surcharge.

## 5.5 Pertes thermiques dans la conduite de vapeur

Lors de son parcours dans la conduite et quel que soit le colofugeage, la vapeur perd de la chaleur.

Suite à ces pertes thermiques dans la conduite, la vapeur peut se refroidir à une température inférieure à la température de saturation.

Pour obtenir à l'aval de la conduite, de la vapeur saturée sèche, il convient de surchauffer légèrement la vapeur dans la chaudière.

## 5.6 Étanchéité

Les éléments auxiliaires, nécessaires au fonctionnement de la chaudière, tels que les tubes du manomètre, du thermomètre, de la soupape de sûreté, du robinet de purge et les conduites d'eau et de vapeur, sont assemblés au corps de la chaudière par des cordons de soudure qui en assurent l'étanchéité.

Les résistances électriques sont aussi pourvues de joints d'étanchéité.

L'indicateur de niveau d'eau, constitué par un assemblage d'un tube en verre et d'un tube en acier, contient un fluide (eau + vapeur) de pression 5 bars à la température  $151^{\circ}\text{C}$ .

Pour que l'assemblage soit étanche, nous devons, alors, interposer une matière étanche, déformable qui, serrée entre le verre et l'acier, réalise un contact parfait (ne laisse subsister aucun interstice). Cette matière constitue un joint d'étanchéité.

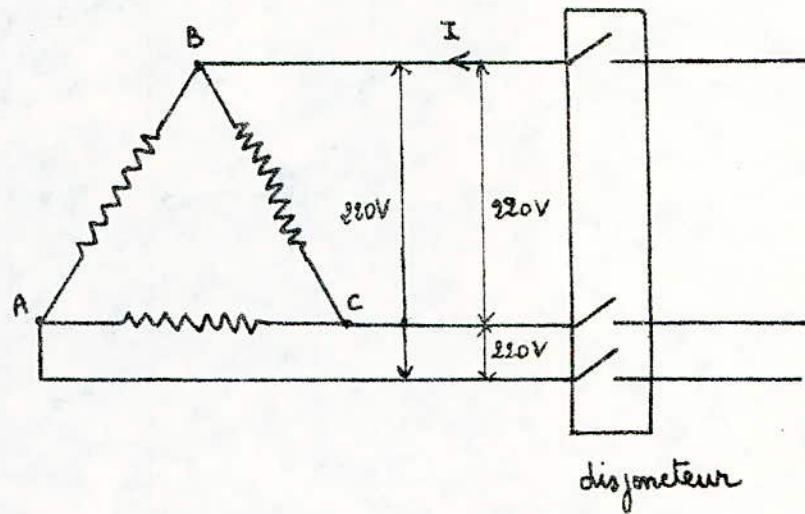
Utilisons un joint en amiante qui résiste à de hautes températures (la température de son point de fusion est de  $1150^{\circ}\text{C}$ ).

## 5.7 Fonctionnement

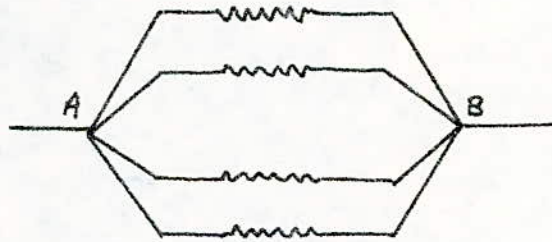
La production de la chaleur, dans la chaudière, se fait à partir de l'énergie électrique (effet Joule). Nous utilisons 12 résistances électriques de 3 kW chacune. La puissance totale fournie vaut alors 36 kW. Nous aurions pu utiliser un nombre

réduit de résistances avec la même puissance totale, mais vu la disponibilité, nous ne pouvons choisir ce cas.

Les résistances électriques sont montées en triangle (Triphasé).



Chaque des phases (circuit équilibré) comprend 4 résistances montées en parallèle.



Après calcul, on conclut que la chaudière doit fonctionner sur une tension de 220V en montage triangle et un courant de ligne de 95A. Pour éviter de griller les résistances en cas de court-circuit ou de surintensité, on doit monter, à l'entrée

des résistances, un disjoncteur dont le courant de protection est de 100 A.

## CONCLUSION

Dans ce projet, nous avons étudié et réalisé une chaudière de laboratoire pouvant fournir un débit de 50 kg/h de vapeur à la pression de saturation de 5 bars.

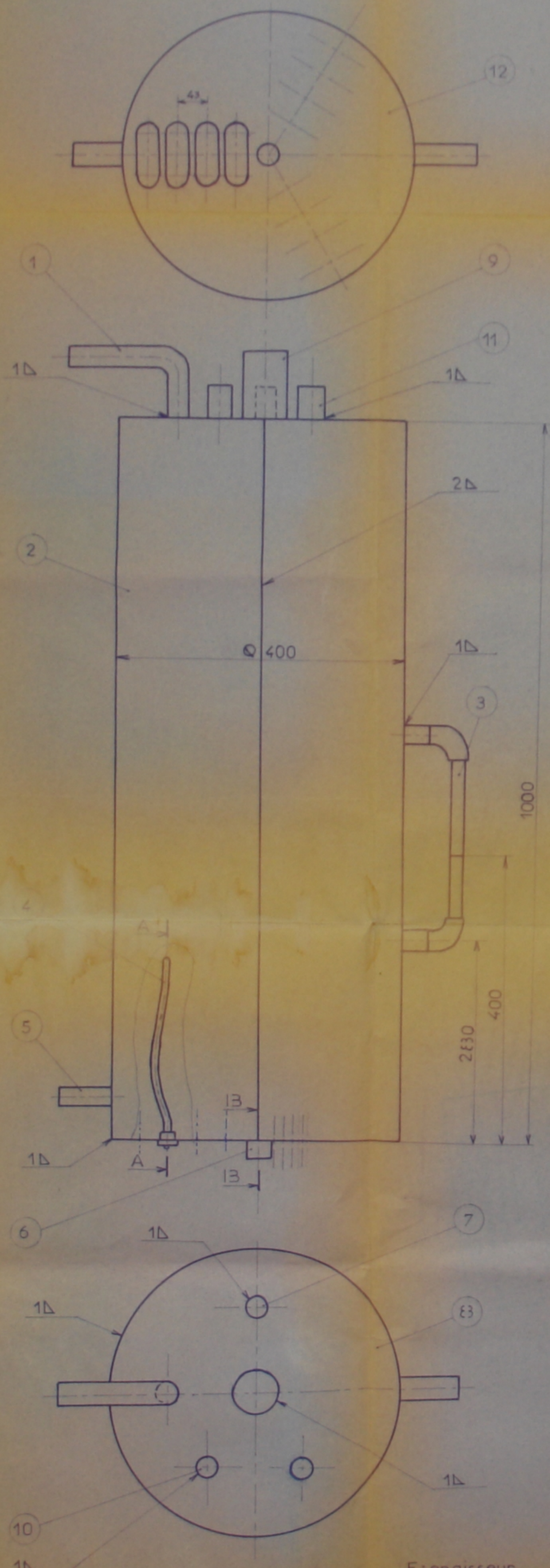
La vapeur d'eau, l'un des facteurs importants, puisqu'elle est le fluide moteur, transforme l'énergie thermique en énergie mécanique. Pour cela, nous avons étudié comment la produire à partir de l'eau liquide avec calcul de la puissance nécessaire pour sa production.

L'énergie thermique fournie à l'eau pour produire cette vapeur n'étant pas entièrement utilisée, puisque la chaudière échange de la chaleur avec l'extérieur, il a été tenu compte, alors, des pertes thermiques avec le milieu ambiant.

La chaudière fonctionne à des pressions et températures élevées pouvant entraîner la fatigue des matériaux, nous avons alors, étudié la résistance mécanique avec choix des matériaux adaptés au fonctionnement et un certain nombre d'appareils indicateurs nécessaires pour contrôler la chaudière.

## Bibliographie

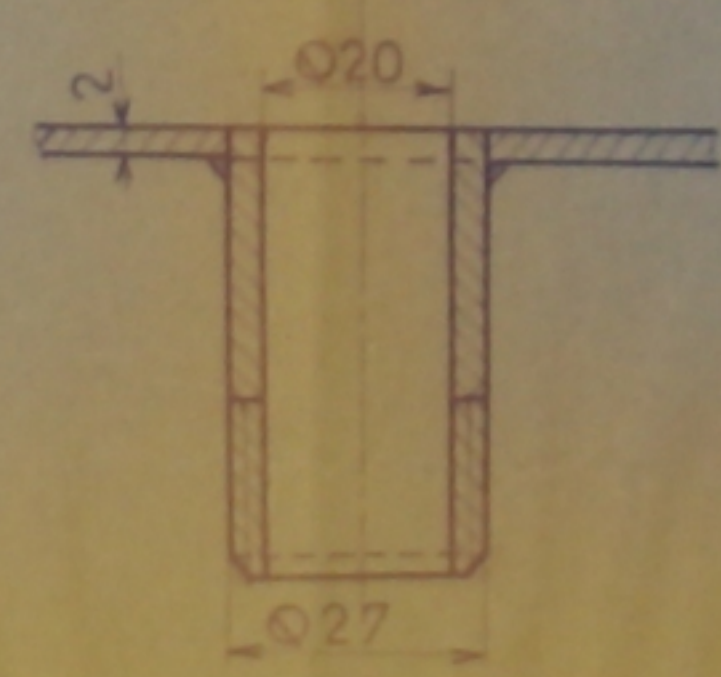
Auteurs	Titre	Maison d'édition	Année
MM. Z. Aidoun, O. Nouni N. Taouq.	Etude comparative d'échangeurs de chaleur	Thèse de Fin d'études E. N. P.	1978
K. Raznjevic	Tables et diagrammes thermodynamiques	Eyrolles	1970
Mc. Adams	Transmission de chaleur	DUNOD	1965
Lemasson	Elements de construction à l'usage de l'ingenieur tome IX	DUNOD	1970
R. Positello	Vapeur d'eau industrielle	Technique et documen- tation Lavoisier	1983
F. Kreith	Transmission de chaleur	Masson	1967
Jacques Behr	physique des capteurs	Collection DIA	1982
A. Mondiez	physique Industrielle	Gauthier-Villars	1955
R. Baus W. Chapeau	Application du soudage aux constructions	Eyrolles	1979



COUPE A.A (ECH.1/2)



COUPE B.B (ECH.1)



fMo30 35  
Annexe

12	1	Fond de chaudière	Z12CN25/20	E 2
11	1	Tube thermomètre	A.Doux, A4E3	E 3,5
10	1	Tube de manomètre	A.Doux, A4E3	E 3,5
9	1	Conduite de vapeur	A.Doux, A 4E3	Ø60
8	1	Couvercle de la chau.	Z12CN 25/20	E 2
7	1	Tube de soupape	A.Doux, A4E3	E 3,5
6	1	Tube de purge	A.Doux, A4E3	E 3,5
5	1	Conduite d'eau	A.Doux, A4E3	E 3,5
4	12	Résistances électriq.	_____	3kw, 220v
3	1	Indicateur de niv. d'eau	Verre	Ø15
2	1	Corps de la chaud.	Z12CN 25/20	E 2
1	1	Conduite de vapeur	A.Doux, A4E3	E 3,5
Rep	Nombre	Désignation	Matiere	Observation

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	1:4		CHAUDIÈRE A VAPEUR DE LAIBORATOIRE	ENPA Dép. Mécanique
Etudiant	M. KEDJOUK			
Promot.	M. AIDOUN			
P Jury	M. GAD			
Jury	M. TALBI		PROMOT. JUIN 85	

E: epaisseur

