

وزارة التعليم و البحث العلمي
Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

INSTALLATION D'UN BANC D'ESSAI POUR
LA CONDENSATION DE LA VAPEUR

Proposé par :

Z.Aidoun

Etudié par :

A.Mekideche

Dirigé par :

Z.Aidoun

PROMOTION Juin 1987

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier très vivement mon promoteur
Monsieur Z. Aidoun. pour l'aide très précieuse
qu'il m'a prodiguée et pour 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 ma mère.
- A mes sœurs.
- A mes amis.

Ministère de l'enseignement supérieur
Ecole Nationale Polytechnique
Département : Mécanique
Promoteur : Z. AIDOUN.
Élève Ingénieur : MEKIDECHE .A.

وزارة التعليم العالي
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
فرع : الهندسة الميكانيكية
الموجه : عيّدون .ز
الطالب المهندس : أمقيد ش.ع.

الموضوع : تركيب جهاز تجريب لتكثيف البخار.
الملخص : يهدف هذا المشروع إلى تركيب دائرة تكثيف بخندفق أعظمي قدره 50 كغ/سا من البخار تحت ضغط اشباع قدره 0,1 بار.
وتشمل هذه الدراسة جزئين رئيسيين :
الجزء 1: يعالج ظاهرة التكثيف من الناحية النظرية.
الجزء 2: يتناول أساسيات إعداد جهاز التجريب.

Sujet : Installation d'un banc d'essai pour la Condensation de la vapeur.

Resumé : Le but de ce projet est l'installation d'une boucle de Condensation pour un débit de vapeur maximal de 50 Kg/h à la pression de saturation de 0,1 bar.

Cette étude comporte deux parties principales :

la première partie : traite du phénomène de la condensation d'un point de vue théorique.

la deuxième partie : consiste essentiellement en la mise au point du dispositif expérimental.

Summary: This project is about setting a condensation loop for a flowrate of 50 kg/h at a pressure of 0,1 bar. The study consists of two main parts: The first one is a theoretical presentation of the concept of condensation and the other is setting up of the experimental rig.

TABLE DES MATIERES

_INTRODUCTION... CHAPITRE 1 NOTIONS INTRODUCTRICES DE CONDENSATION

- 1.1 Définition et principe de condensation 1
- 1.2 différents types de condensation 1
 - 1.2.1 Condensation par film 1
 - 1.2.2 Condensation par gouttes 2
 - 1.2.3 Condensation par mélange 2
- 1.3 Transmission de la chaleur lors de la
 Condensation par film 3
 - 1.3.1 Hypothèses supposées par Nusselt 3
 - 1.3.2 Condensation par film sur une
 plaque verticale 3
 - 1.3.3 Condensation par film à l'extérieur
 de tubes horizontaux 8
 - 1.3.4 Facteurs influençant la condensation.. 9
 - 1.3.4.1 Effet de la turbulence sur le film 9
 - 1.3.4.2 Effet de la vitesse de vapeur 11
 - 1.3.4.3 Effet des gaz incondensables 13

CHAPITRE 2 DESCRIPTION DE L'INSTALLATION

- 2.1 Introduction 15
- 2.2 Description du schéma général 15
- 2.3 Principe de fonctionnement de l'installation 17
 - 2.3.1 Circuit général (principal) 17
 - 2.3.2 Circuit de refroidissement du condenseur 17

2.3.3	Circuit de refroidissement de l'échangeur.....	17
-------	--	----

CHAPITRE 3: LA CHAUDIERE

3.1	introduction	18
3.2	corps de la chaudière.....	18
3.3	alimentation en eau de la chaudière.....	19
3.4	calorifuge de la chaudière.....	19
3.5	pertes thermiques de la chaudière.....	23
3.6	les appareils accessoires de la chaudière.....	23
3.6.1	indicateur de niveau d'eau	23
3.6.2	mesure de pression.....	24
3.6.3	souape de sécurité.....	25
3.6.4	mesure de la température.....	26
3.6.5	fonctionnement.....	26
3.6.6	étanchéité.....	27

CHAPITRE 4: LE CONDENSEUR

4.1	Introduction	30
4.2	classification des condenseur.....	30
4.3	Corps du condenseur.....	31
4.4	Faisceau tubulaire.....	35
4.5	Boite de distribution d'eau.....	37
4.6	Pertes des charges dans le condenseur.....	38
4.6.1	Pertes de charge côté vapeur	38
4.6.2	Pertes de charge côté eau de refroidissement.....	38
4.7	Les appareils accessoires du condenseur.....	39
4.7.1	Mesure de pression.....	39
4.7.2	Mesure de la température	40

CHAPITRE 5 DISPOSITIF DE MESURE

5.1 Introduction	41
5.2 L' échangeur	44
5.3 Fonctionnement	46
5.4 Méthode de mesure	46

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة
BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

CHAPITRE 6 ETUDE DES ELEMENT AUXILIAIRES

6.1 Introduction	47
6.2 Réservoir du condensat	48
6.2.1 Calcul du réservoir de condensat	48
6.2.1.1 Calcul de l'épaisseur de plexiglass...	49
6.2.2 Calcul de nombre de boulons.....	51
6.2.3 Détermination de F avant l'introduction ...	52
du fluide	52
6.2.4 Détermination de F après l'introduction....	54
du fluide	54
6.3 Réservoir d'alimentation en eau de la chaudière..	57
6.3.1 calcul de l'épaisseur	58
6.3.2 calcul de renforcement	61
6.4 Calorifuge tube de vapeur (chaudière -	
Condenseur)	64
6.4.1 Echange de chaleur vapeur - tube.....	64
6.4.2 Echange de chaleur à travers de la paroi	
du tube	65
6.4.3 Chaleur emise à travers le calorifuge.....	65
6.4.4 Echange de chaleur calorifuge -	
milieu extérieur	66
6.4.5 Evolution des températures	68
6.4.6 Calcul du calorifuge	69

- CONCLUSION

- BIBLIOGRAPHIE

TERMINOLOGIE

Symboles	Unités	Appellations
P_s	N/m^2	pression de saturation de la vapeur
P_t	N/m^2	pression absolue de la vapeur
P_a	N/m^2	pression partielle de l'air
P_v	N/m^2	pression
T_f, T_c, T_s	$^{\circ}C$	température d'entrée, de sortie, de saturation
T_p	$^{\circ}C$	température de la paroi
g	m/s^2	accélération de la pesanteur
k_e	$W/m \cdot ^{\circ}C$	Conductivité thermique du liquide
μ	$kg/m \cdot s$	viscosité dynamique
ρ_v	kg/m^3	masse volumique
ρ_f	kg/m^3	masse volumique du film de condensat
e_x	m	épaisseur du film de condensat à la distance x .
\bar{U}	m/s	vitese moyenne du film de condensat
U	m/s	vitese du film de condensat
l	m	largeur de la paroi, longueur des tubes
L_v	$Kcal/kg$	chaleur latente de vaporisation
h_x	$W/m^2 \cdot ^{\circ}C$	coefficient local d'échange de chaleur
h_m	$W/m^2 \cdot ^{\circ}C$	coefficient moyen d'échange de chaleur
Re	—	nombre de Reynolds.
D_H	m	diamètre hydraulique
ν	m^2/s	viscosité cinématique
C_p	$Kcal/kg \cdot ^{\circ}C$	chaleur spécifique à pression constante
n	—	nombre de tube du faisceau
D_i, D_e	m	diamètre intérieur, extérieur des tubes.
v	m/s	vitese de la vapeur.
\dot{Q}_v	kg/h	débit de vapeur à condenser.

HV	Kcal/Kg	enthalpie de la vapeur
Hc	Kcal/Kg	enthalpie des condensats.
Qe	m ³ /s	débit d'eau de refroidissement
σ_{adm}	N/m ²	contrainte admissible du métal
Rp	N/m ²	charge de rupture du métal
K	—	coefficient de sécurité
e	mm	épaisseur de tôle.
β_1, β_2	—	coefficient dépendant du rapport b/a
α	—	coefficient dépendant du rapport b/a.
f	mm	flèche.
Ej	N/mm ²	module d'élasticité du joint
Eb	N/mm	module d'élasticité du boulon.
Sb	mm ²	section d'un boulon.
Sb	mm ²	section de tous les boulons.
a	mm	pas de filetage.

TABLE DES FIGURES

fig	Designation	page
I.1	Profil des vitesses, des températures	4
I.2	Influence de la turbulence	11
I.3,4	Influence de la présence de gaz incondensable sur le coefficient de Transfert de chaleur	14
II.1	Schema general de l'installation	16
III.1	Cordon d'angle	19
III.2	Cordon longitudinal	19
III.3	Indicateur de niveau d'eau	24
IV.4	Resme de la temperature	26
III.5	Montage des phases	26
III.6	Montage des resistances	26
III.7	Schema general de la chaudiere ...	28
IV.1	Schema general du condenseur	32
IV.2	diffuseur d'entrée	33
IV.3	diffuseur de distribution	34
IV.4	Partie inferieur du condenseur ...	35
IV.5	Disposition des tubes en ligne	36
IV.6	Disposition des tubes en quinconce ...	36
IV.7	Boite de distribution d'eau	37
IV.8	Tuyaux liant la boite à eau au faisceau tubulaire	37
V.1	Schema general de dispositif de mesure ...	42

VI.1	Réservoir du Condensat.....	48
VI.2	Réprésentation des boulons.....	51
VI.3	Schematisation des fûts.....	53
VI.4	Réprésentation des joints.....	55
VI.5	Réservoir d'alimentation en eau de la chaudière.....	57
VI.6	Représentation de renforcement.....	61

INTRODUCTION

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

La puissance disponible est cependant restée longtemps limitée et ce n'est qu'avec l'avènement de la machine à vapeur.

Dans le circuit de production d'énergie mécanique au moyen de la vapeur (utilisation de turbine à vapeur) il y a toujours un condenseur fonctionnant à basse pression.

Le condenseur est un organe essentiel dans une centrale thermique car il représente sa source froide. D'après le cycle thermodynamique, le rendement de la centrale dépend particulièrement de la température froide qui est représentée par le condenseur.

En raison de la complexité du phénomène de condensation, des études de tel ou tel aspect du processus peuvent se faire sur un modèle réduit de l'appareil dans un état de simuler les conditions réelles.

Le but de notre projet est l'installation d'une boucle de condensation pour un débit de vapeur maximal de 50 kg/h à la pression de saturation de 0,1 bar.

CH:1

NOTIONS INTRODUCTRICES DE CONDENSATION

1.1 Définition et principe de condensation

Lorsque de la vapeur saturée vient en contact avec une surface ayant une température plus basse, celle-ci se condense et le condensat se dépose sur la paroi froide de la surface d'échange.

Ce changement de phase libère une quantité de chaleur qu'on appelle chaleur latente, qui transite vers la paroi froide à travers une couche de condensat déjà formé sur la paroi.

1.2 Différents types de condensation

On distingue trois types de condensation:-

1.2.1 Condensation par film:

Si l'on fait circuler de l'eau froide dans des tubes et de la vapeur saturée autour de ces tubes (principe d'un condenseur par surface), un fluide (film) plus ou moins épais recouvre la surface extérieure de ces tubes, sous l'effet de la pesanteur, le film s'écoule sur la périphérie du tube en augmentant sur le tube situé plus bas.

La condensation par film s'obtient toujours avec une vapeur propre se condensant sur des surfaces propres.

L'expérience montre que la température du film de condensat est légèrement inférieure à la température de saturation de la vapeur (de l'ordre de 0,5 à 1°C).

1.2.2 Condensation par gouttes :

La condensation par gouttes s'obtient lorsque la surface de condensation est contaminée par une substance qui empêche le condensat de mouiller la surface. La vapeur se condense en fines gouttelettes qui glissent sur la surface et s'unissent pour tomber sous l'effet de la pesanteur laissant le métal nu, sur lequel d'autres gouttes peuvent alors se former. Dans ces conditions une grande partie de la surface n'est pas couverte par un film isolant et les coefficients d'échange de chaleur sont quatre à huit fois plus élevés que par la condensation par film. Ce mécanisme de condensation est mal connu, mais il est plus efficace que la condensation par film.

1.2.3 Condensation par mélange :

Comme son nom l'indique il y a mélange totale entre la vapeur à condenser et le fluide réfrigérant. Le principe de la condensation par mélange est simple ; le fluide réfrigérant est introduit dans le condenseur où il est pulvérisé le plus finement possible à travers des pulvérisateurs avant de rencontrer la vapeur, soit en équicourant, soit à contre courant et le mélange intime des deux fluides assure la condensation de la vapeur et le réchauffement de l'eau. Malgré que les coefficients d'échange de chaleur sont très élevés, ce mécanisme de condensation est peu utilisé car il exige un fluide de refroidissement de même qualité que la vapeur à condenser.

1.3 Transmission de la chaleur lors de la condensation par film

1.3.1 Hypothèses supposées par Nusselt :

Pour établir la relation donnant le coefficient de transfert de chaleur en condensation, Nusselt a imposé les hypothèses suivantes :

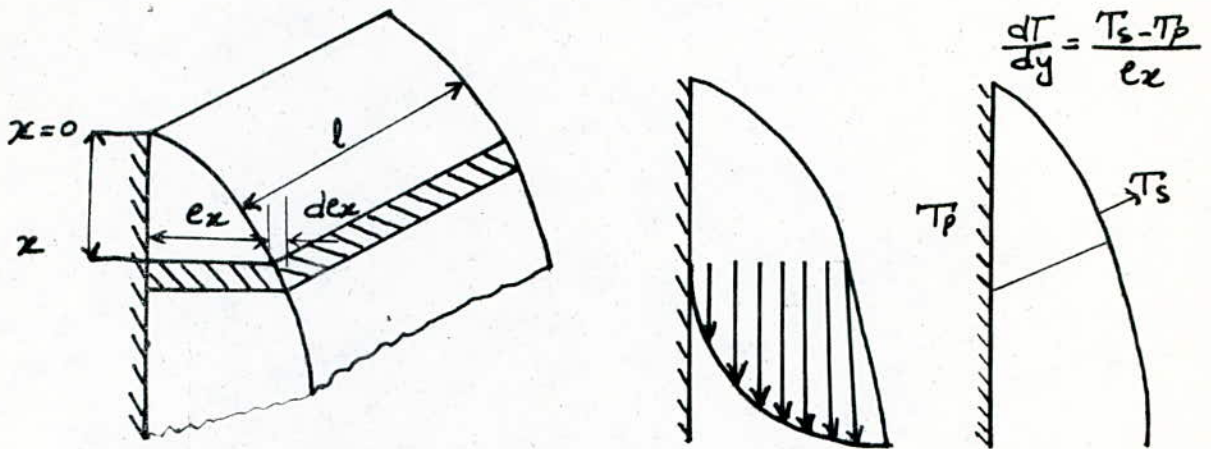
- vapeur au repos
- gradient de température linéaire dans le film de condensat
- changement d'inertie à travers le film de condensat est négligeable
- propriétés du fluide constantes, prise à la température moyenne du film
- écoulement laminaire du condensat
- transfert de chaleur à travers le condensat se fait uniquement par conduction
- la surface d'échange est supposée lisse et à température constante.

1.3.2 Condensation par film sur une plaque verticale :

On considère une surface plane verticale à température constante T_p sur laquelle une vapeur pure se condense à la température de saturation T_s (fig : I. (a)).

Un film continu de liquide s'écoule vers le bas sous l'influence de la pesanteur, et son épaisseur augmente au fur et à mesure que la vapeur se condense à l'interface liquide-vapeur. A une distance x du sommet de la plaque, l'épaisseur du film est e_x . Si l'écoulement du liquide est laminaire et s'il est provoqué par la

seule face de presenteur, on peut évaluer la vitesse du liquide au moyen d'un bilan de force agissant sur l'élément de volume $l \cdot dx \cdot dy$.



(a) Croissance du film

(b) Profil des vitesses
(fig. I.I.)

(c) Profil des températures

Le volume $l \cdot dx \cdot dy$ est en équilibre sous l'effet de la force de presenteur (diminuée de la poussée d'Archimède due à la vapeur) et les contraintes tangentielle de la viscosité

L'équation d'équilibre suivant l'axe (x) est la suivante:

$$(P_e - P_v) \cdot g \cdot l \cdot dx \cdot dy + \mu \cdot l \cdot dx \cdot \left. \frac{dU}{dy} \right|_{y+dy} - \mu \cdot l \cdot dx \cdot \left. \frac{dU}{dy} \right|_y = 0 \dots (1)$$

or on sait que :

$$\left. \frac{dU}{dy} \right|_{y+dy} = \left. \frac{dU}{dy} \right|_y + \frac{d^2U}{dy^2} \cdot dy$$

En remplaçant dans l'équation (1) $\left. \frac{dU}{dy} \right|_{y+dy}$ par la nouvelle expression et après simplification on obtient :

$$\frac{d^2 U}{dy^2} = - \frac{(\rho_l - \rho_v)}{\mu_l} \cdot g \dots \dots \dots (2)$$

- les indices (l) et (v), désignent respectivement les phases liquide et vapeur.

l'équation (2) intégrée avec les conditions aux limites suivantes:

- $\frac{dU}{dy} = 0$ pour $y = e_x$ (contrainte tangentielle nulle à la surface du film)

- $U = 0$ pour $y = 0$

donne le profil des vitesses dans le film de condensat:

$$U(y) = \frac{\rho_l - \rho_v}{\mu_l} \cdot g \left(e_x \cdot y - \frac{1}{2} y^2 \right) \dots \dots \dots (3)$$

le débit massique Γ_c de l'écoulement du condensat par unité de largeur est obtenu en intégrant le débit massique local de l'écoulement à la distance (x), $\rho \times U(y)$ entre les limites $y=0$ et $y=e_x$ soit:

$$\Gamma_c = \int_0^{e_x} \rho_l \cdot \frac{(\rho_l - \rho_v)}{\mu_l} \cdot g \cdot \left(e_x y - \frac{1}{2} y^2 \right) dy$$

$$\Gamma_c = \frac{\rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v)}{3 \mu_l} \cdot g \cdot e_x^3 \dots \dots \dots (4)$$

la masse du condensat $d\Gamma_c$ formée sur l'intervalle dx entraîne un accroissement de_x d'épaisseur du film

$$\frac{d\Gamma_c}{dx} = g \cdot \rho_l \cdot \frac{(\rho_l - \rho_v)}{\mu_l} \cdot e_x^3 \cdot \frac{de_x}{dx} \dots \dots (5)$$

le dégagement de chaleur correspond à $d\Gamma_c$ et égal à:

$$dQ = L'v \times d\Gamma_c \dots \dots \dots (6)$$

avec: $L'v = L_v + \frac{3}{8} c_p (T_s - T_p)$

Cette quantité de chaleur en régime permanent se transmet intégralement à la paroi

$$\frac{q}{A} = k_e \cdot \frac{T_s - T_p}{e_x} = \left[L v + \frac{3}{8} \varphi (T_s - T_p) \right] \frac{dT_c}{dx} \dots (7)$$

en égalant les deux équations (5) et (7) et en intégrant entre $e_x = 0$ pour $x = 0$ et $e_x = e_x$ pour $x = x$ on obtient :

$$e_x = \left[\frac{4 M_e \cdot k_e \cdot x \cdot (T_s - T_p)}{\rho_e \cdot g \cdot (\rho_e - \rho_v) L v} \right]^{\frac{1}{4}} \dots (8)$$

d'où le coefficient local d'échange de chaleur h_x :

$$h_x = \frac{k_e}{e_x} \Rightarrow h_x = \left[\frac{\rho_e \cdot (\rho_e - \rho_v) g \cdot L v \cdot k_e^3}{4 M_e \cdot x \cdot (T_s - T_p)} \right]^{\frac{1}{4}} \dots (9)$$

d'où, la valeur moyenne h_m du coefficient d'échange de chaleur pour une vapeur se condensant sur une paroi de hauteur L est égale à :

$$h_m = \frac{1}{L} \int_0^L h_x \cdot dx = \frac{4}{3} [h_x]_{x=L}$$

$$\text{d'où : } h_m = 0,943 \left[\frac{\rho_e \cdot (\rho_e - \rho_v) \cdot k_e^3 \cdot g \cdot L v}{M_e \cdot L \cdot (T_s - T_p)} \right]^{\frac{1}{4}} \dots (10)$$

c'est la relation de Nusselt obtenue en 1916.

Remarques: 1/ pour une plaque inclinée d'un angle α par rapport à la verticale, on remplace dans l'équation (10) la hauteur L par $\frac{L}{\cos \alpha}$ et on obtient :

$$h_m = 0,943 \left[\frac{\rho_e (\rho_e - \rho_v) \cdot K_e^3 \cdot g \cdot L_v}{\mu_e \cdot \frac{L}{\cos \alpha} \cdot (T_s - T_p)} \right]^{1/4} \dots \dots (11)$$

2/ une analyse integrale modifie de ce probleme fait par Rohsenow qui est en meilleur accord avec les resultats experimentaux en $Pr > 0,5$ et $\frac{C_p (T_s - T_p)}{L_v} < 1$, donne des resultats identiques aux equations (9) jusqu'a (11) excepte que L_v est remplacé par $[L_v + 0,68 C_p (T_s - T_p)]$

L'étude précédente a été pour une plaque plane verticale elle est également valable pour les surfaces intérieures et extérieures de tubes verticaux si leurs diamètres sont grands par rapport à l'épaisseur du film

- Forme adimensionnelle de la formule de Nusselt

Généralement, lorsque la vapeur d'eau est loin de la température critique, la différence $(\rho_e - \rho_v)$ peut être assimilée à ρ_e .

- Introduction du nombre de Reynolds du film du condensat dans les équations précédentes :

$$Re_x = \frac{\rho_e \cdot \bar{U}_e \cdot Dh}{\mu_e}$$

avec: \bar{U}_e : vitesse moyenne du film

Dh : diamètre hydraulique du film: $Dh = 4e_x$.

$$Re_x = \frac{4 \rho_e \cdot \bar{U}_e \cdot e_x}{\mu_e} = \frac{4 \rho_e}{\mu_e} = \frac{4}{3} \frac{g \cdot \rho_e^2 \cdot e_x^3}{\mu_e^2} = \frac{4}{3} \times \frac{g \cdot e_x^3}{\nu_e^2} \dots \dots (12)$$

or on sait que $e_x = \frac{K_e}{h_x}$, alors après transformation on aboutit à la relation suivante:

$$\left(\frac{h_c}{k_c}\right) \times \left(\frac{V_c^2}{g}\right)^{1/3} = 1,1 \cdot (Re_c)^{-1/3} \dots \dots (13).$$

Soit un coefficient moyen d'échange de chaleur défini par:

$$\frac{h_m}{k_c} \times \left(\frac{V_c^2}{g}\right)^{1/3} = 1,47 Re^{-1/3} \dots \dots (14)$$

avec Re : nombre de Reynolds atteint au pied de la paroi.

1.3.3 Condensation par film à l'extérieur des tubes horizontaux:

La conductance moyenne par unité de surface extérieure d'un tube horizontal peut être évaluée au moyen d'un raisonnement analogue à celui d'une plaque verticale, pour un tuyau de diamètre D le résultat s'écrit:

$$h_m = 0,728 \left[\frac{\rho_c \cdot (\rho_c - \rho_v) \cdot g \cdot L \cdot v \cdot k_c^3}{D \cdot \mu_c (T_s - T_p)} \right]^{1/4} \dots \dots (15)$$

Si la condensation se fait sur un faisceau tubulaire contenant N tubes horizontaux disposés de sorte que le condensat s'écoule d'un tube directement sur le suivant qui est au dessous, la conductance moyenne de ce système par unité de largeur peut être évaluée en remplaçant dans l'équation (15) D par $N \cdot D$

$$h_m = 0,728 \left[\frac{\rho_c \cdot (\rho_c - \rho_v) \cdot g \cdot L \cdot v \cdot k_c^3}{N \cdot D \cdot \mu_c (T_s - T_p)} \right]^{1/4} \dots \dots (16)$$

En réalité, le film de condensat s'écoulant d'un tube à un autre contribue en partie à la surface de cond-

- ensation donc d'après l'étude de Chen, il convient mieux de multiplier l'équation (16) donnant h_m par le facteur suivant :

$$\left[1 + 0,2 \times \frac{C_p (T_s - T_p)}{L_v} \times (N-1) \right]$$

Cette équation est en bon accord avec les résultats expérimentaux pourvu que :

$$\left[(N-1) C_p \times \frac{(T_s - T_p)}{L_v} \right] < 2$$

La forme adimensionnelle de la formule de Nusselt donnée pour un tube horizontal est :

$$\frac{h_m}{k_e} \times \left(\frac{D_e^2}{g} \right)^{1/3} = 1,2 Re^{-1/3} \dots \dots \dots (17)$$

Ici, du fait que la moitié du condensat passe par chaque côté du tube nous avons :

$$Re = 4 \cdot \frac{\dot{m}_c}{2 M_e} = 2 \frac{\dot{m}_c}{M_e}$$

1.3.4 Facteurs influençant la condensation :

Les propriétés physiques du film liquide dans les équations (8) jusqu'à (15), peuvent être rapportées à la température moyenne arithmétique entre la température de la paroi et celle de la vapeur ; dans ce cas les équations de Nusselt sont satisfaisantes pour calculer la conductance par unité de surface relative à des vapeurs qui se condensent.

1.3.4.1 Effet de la turbulence sur le film :

L'écoulement du condensat passe du régime laminaire

au régime turbulent lorsque son nombre de Reynolds dépasse la valeur critique

L'écoulement turbulent n'est pratiquement jamais atteint sur un tube horizontal où le chemin du condensat est plus court ($\pi \times \frac{D_e}{2}$), mais il peut l'être sur la partie inférieure d'une surface verticale; si cela se produit, le coefficient d'échange de chaleur moyen devient très grand lorsque la longueur de la surface d'échange augmente.

On peut calculer le coefficient d'échange de chaleur local pour un écoulement turbulent du condensat sur un tube vertical à partir de l'équation qui résulte d'une étude faite par Colburn :

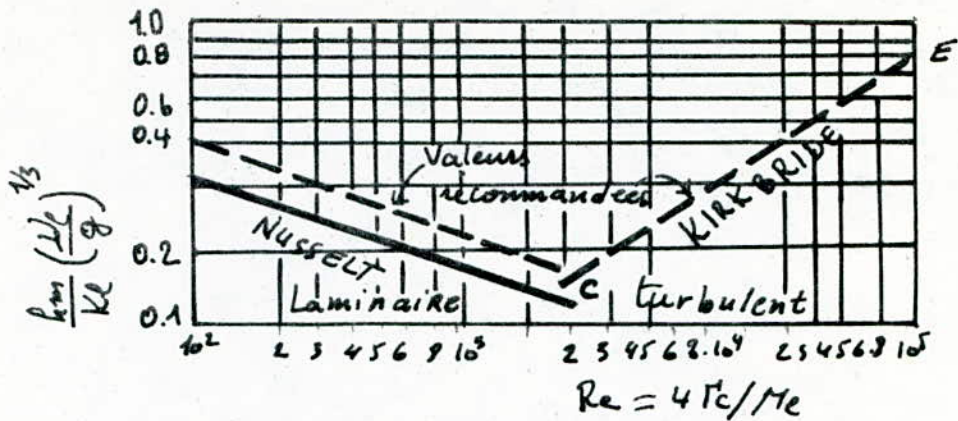
$$h_x = 0,056 \left(\frac{4\Gamma_c}{\mu_e} \right)^{0,2} \times \left(\frac{k_e \cdot \rho_e \cdot g}{\mu_e} \right)^{1/3} \times Pr_e^{1/2} \dots (19)$$

Il est nécessaire de noter dans ce contexte les résultats obtenus par Kirkbird et Bagder qui donnent les équations sans dimensions précisées lorsque le nombre de Reynolds dépasse la valeur critique.

$$\frac{h_m}{k_e} \times \left(\frac{D_e^2}{g} \right)^{1/3} = 0,0077 (Re)^{0,4} \dots (20)$$

Cette équation est tracée selon la droite CE de la figure (I.2).

Influence de la turbulence dans un film sur la transmission de la chaleur.



(fig. I.2)

1.3.4.2 Effet de la vitesse de vapeur

Lorsque la vitesse de la vapeur non condensée est importante par rapport à la vitesse du condensat, et étant donné le frottement entre la vapeur et le film du condensat, la vitesse de la vapeur influe sur la vitesse et l'épaisseur du film du condensat et en conséquence sur le coefficient d'échange de chaleur. Ainsi lorsque la vapeur s'écoule vers le haut, elle ajoute une force retardatrice au cisaillement visqueux et provoque une augmentation de l'épaisseur du film. Avec un écoulement de la vapeur vers le bas, l'épaisseur du film et les conductances de surface deviennent notablement plus grandes que celles obtenues à partir de l'équation (10). En outre, lorsque la vitesse de la vapeur est élevée, le passage de l'écoulement laminaire à l'écoulement turbulent a lieu pour des nombres de Reynolds du condensat de l'ordre de 300.

Carpenter et Calderum ont déterminé les coefficients d'échange de chaleur pour la condensation de la vapeur

d'eau pure et des vapeurs de plusieurs hydrocarbures dans un tube vertical de 2,40 m de long et 12,7 mm de diamètre intérieur, avec des vitesses de vapeur à l'entrée en haut du tube supérieures à 150 m/s. Leurs données satisfont convenablement l'équation :

$$\frac{h_m}{C_p \times G_m} \times Pr_c^{1/2} = 0,046 \times \sqrt{\frac{g_c}{g_v} \times f} \dots (21)$$

avec :

G_m : valeur moyenne de la vitesse massique de la vapeur en $[Kg/h \cdot m^2]$.

f : Coefficient de frottement Fanning pour l'écoulement à travers un tuyau, évalué à la vitesse moyenne de la vapeur.

La valeur de G_m prise égale à :

$$G_m = \sqrt{\frac{G_1^2 + G_1 G_2 + G_2^2}{3}}$$

avec : G_1 : vitesse massique au sommet du tube.

G_2 : vitesse massique à la sortie du tube.

Toutes les propriétés physiques sauf g_c , sont celles du film du condensat, $T_c = 0,25 T_s + 0,75 T_p$

Ces résultats n'ont pas été vérifiés sur d'autres systèmes, mais ils peuvent être utilisés en général comme une indication de l'influence de la vitesse de la vapeur sur le coefficient d'échange de chaleur, lorsque la vapeur et le condensat s'écoulent dans la même direction.

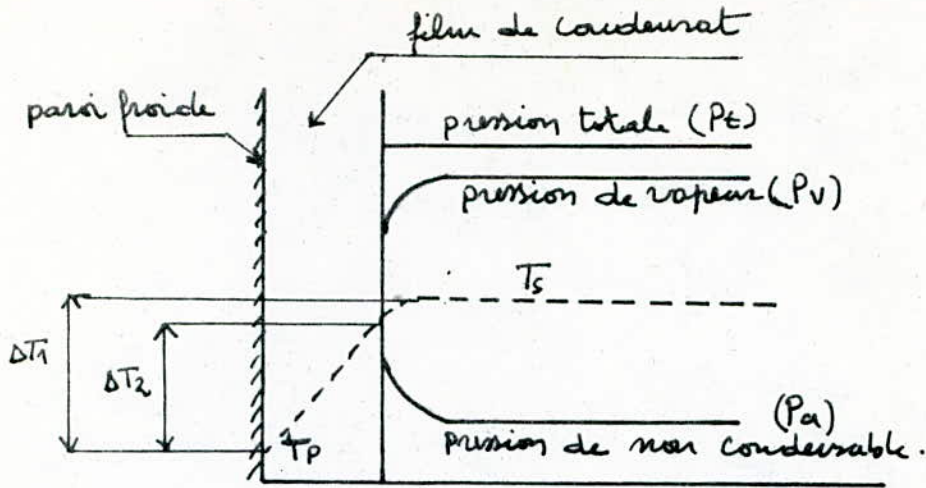
1.3.4.3 Effet des gaz incondensables :

La condensation se produit lorsqu'un mélange d'une vapeur condensable et d'un gaz non condensable est en contact avec un plan plus froid que le point de rosée du mélange.

En l'absence de condensation en gouttes, une couche de condensat se forme sur les surfaces réfrigérantes, et un film de mélange de gaz non condensable et de vapeur se forme près de la couche du condensat, par accumulation, la concentration de la vapeur dans le film gazeux étant plus faible que dans le mélange, comme l'a remarqué Lewis, étant donnée la différence de pression partielle de la vapeur, la surface de séparation entre le gaz et le film liquide, la vapeur diffuse depuis le mélange à travers le film gazeux pour se liquéfier sur les faces communes, ainsi la chaleur latente et la chaleur sensible perdue par la vapeur se transmettent à travers la couche du condensat.

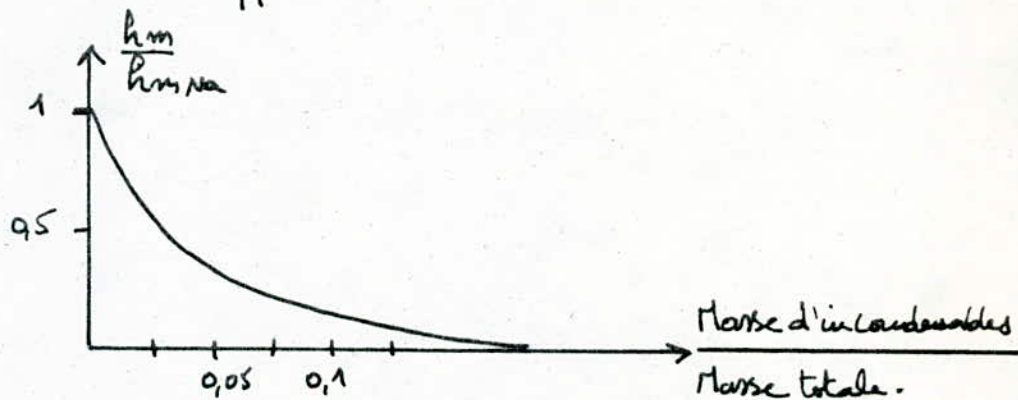
Lorsque le mélange circule le long de la surface de refroidissement, il se refroidit et la chaleur sensible ainsi extraite et transmise à travers le film gazeux par conduction et convection, elle traverse la couche de condensat puis la paroi métallique pour atteindre le milieu de refroidissement de l'autre côté de la paroi.

Considérons le cas la vapeur d'eau coexistant de l'air à pression donnée. la présence de l'air dans la vapeur diminue la pression partielle de la vapeur, soit sa pression de saturation et donc sa température de



(fig. I.3) Influence de la présence de gaz non condensable sur le coefficient de transfert de chaleur.

La figure (I.4), permet d'apprécier cette influence dans un cas particulier. Elle explique que des précautions particulières doivent être prises pour éliminer les incondensables. Toutefois, lorsque leur présence est inévitable des méthodes de calcul permettent d'en tenir compte de manière au moins approchée.



(fig I.4) Influence de la présence de gaz incondensables sur le coefficient de transfert de chaleur.

L'effet des gaz incondensables est plus accentué si la vitesse d'écoulement de la vapeur est presque nulle.

CHAPITRE 2

DESCRIPTION DE L'INSTALLATION

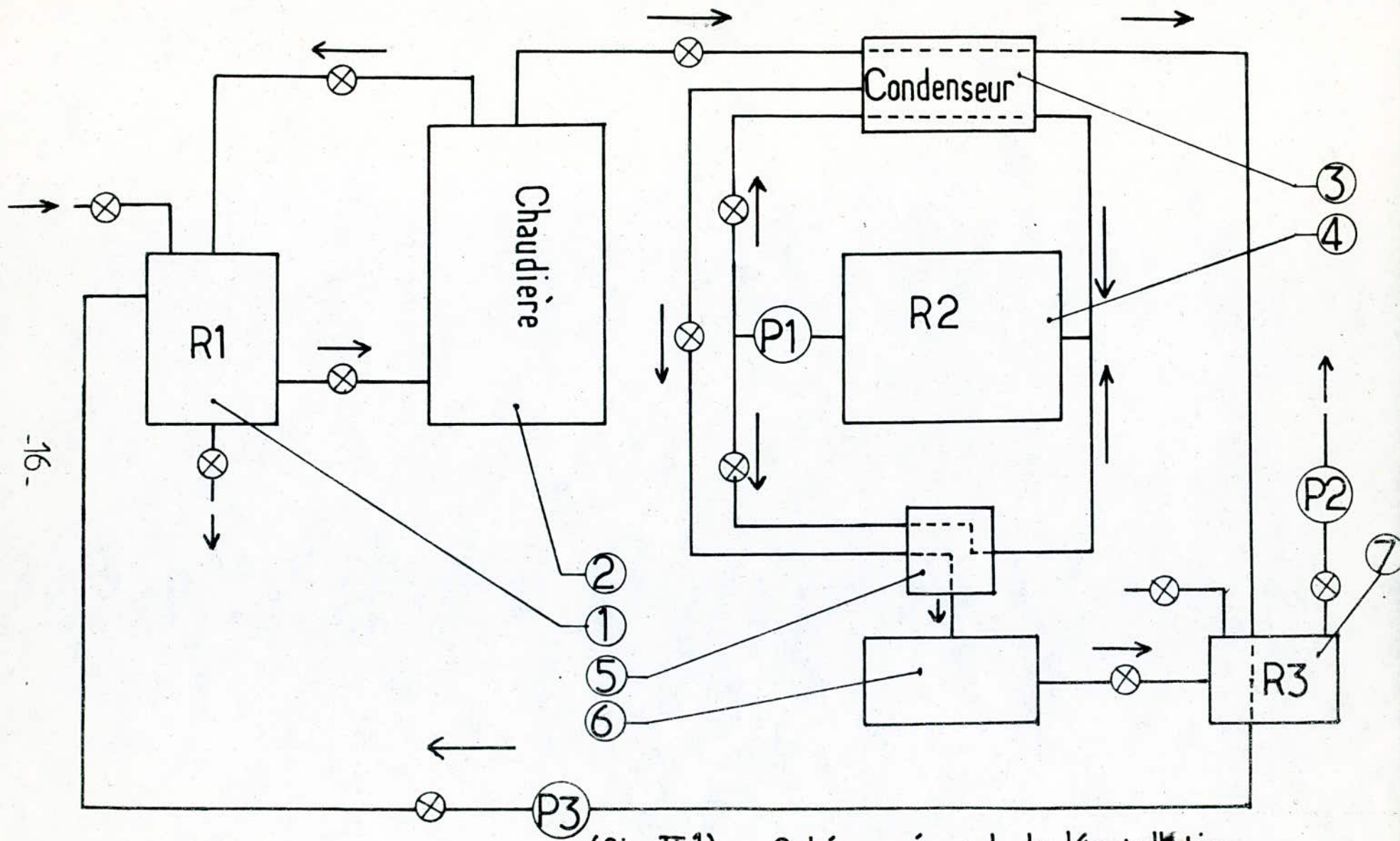
2.1 Introduction

Notre installation est une boucle de condensation pour un débit de vapeur maximal de 50 Kg/h à la pression de saturation de 9,1 bar.

2.2 Description du schéma général

L'installation est constituée des éléments suivants:

- ① - Réservoir d'alimentation en eau de la chaudière
- ② - Chaudière
- ③ - Condenseur
- ④ - Réservoir d'alimentation en eau de refroidissement du condenseur et l'échangeur.
- ⑤ - Echangeur de chaleur
- ⑥ - Dispositif de mesure des gaz incondensables.
- ⑦ - Réservoir des condensats.



(fig II.1) Schéma général de l'installation

2.3 Principe de fonctionnement de l'installation

Notre installation comporte trois circuits:

2.3.1 Circuit principal

Le débit de ce circuit est le réservoir d'alimentation ou eau de la chaudière; l'eau d'alimentation entre à la chaudière avec une température de 20° (ambiante) et sort sous forme de vapeur saturante sèche. Dans le condenseur la vapeur cède la chaleur à l'eau de refroidissement et sort sous forme de condensat avec une pression de $0,1$ bar, la pression de la vapeur passe de 5 bars à $0,1$ bar à l'aide d'une pompe à vide. La circulation du condensat du réservoir du condensat au réservoir d'alimentation, se fait par une pompe de circulation de faible puissance.

2.3.2 Circuit de refroidissement du condenseur

Le circuit se fait pour refroidir la vapeur dans le condenseur, le débit de l'eau de refroidissement est de $2,659 \cdot 10^3 \text{ m}^3/\text{s}$, avec une vitesse de refoulement de $0,83 \text{ m/s}$, l'échauffement de l'eau est de 3° .

2.3.3 Circuit de refroidissement de l'échangeur

Ce circuit se fait en parallèle avec l'autre circuit auxiliaire; son rôle est le même, le débit de refroidissement est de $1,915 \cdot 10^3 \text{ m}^3/\text{s}$ avec une vitesse de refoulement de $0,34 \text{ m/s}$, l'échauffement de l'eau est 3° .

On utilise une pompe P1 pour refouler l'eau dans les deux circuits.

CHAPITRE: 3

LA CHAUDIERE

3.1 Introduction

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 la température ambiante 20° .

Pour une pression $P = 5$ bars, la température saturante est $t_s = 151,8^{\circ}$ et la chaleur spécifique $c_p = 429 \text{ KJ/Kg} \cdot ^{\circ}$.
pour vérifier ces conditions il faut fournir à la chaudière la chaleur qui est égale à 2671 KJ/Kg .
et par la puissance nécessaire, pour produire un débit de 50 Kg/h , et de $P = 37 \text{ KW}$.

3.2 Corps de la chaudière

Le corps de la chaudière est un cylindre à paroi mince d'épaisseur $e = 2 \text{ mm}$, la tôle est en acier inoxydable qui résiste à la corrosion de désignation AFNOR Z12, CN25/20; avec une charge de rupture de 55 daN/mm^2 ; La hauteur de la chaudière est de 1 m et $0,4 \text{ m}$ de diamètre intérieur, le choix de diamètre se fait de manière à placer les résistances électriques à l'intérieur de la chaudière (l'échauffement de l'eau se fait par effet joule).

Pour assembler les différentes parties de la chaudière, deux types de soudures ont été utilisés :

- assemblage par cordon d'angle.
- assemblage par cordon longitudinal.

Le premier utilisé entre les deux viroles (supérieure et inférieure) et le corps de la chaudière. Le deuxième a été utilisé pour assembler les deux bords du corps de la chaudière.

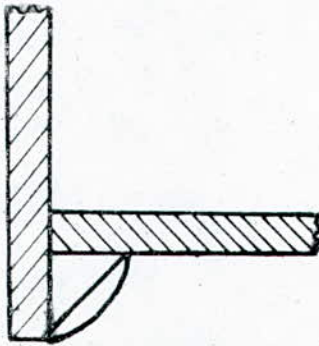


fig: III. 1 cordon d'angle.

fig III. 2 cordon longitudinal

3.3 Alimentation en eau de la chaudière

Pour assurer un débit de vapeur constant, on alimente la chaudière par un débit d'eau qui est égal celle du vapeur. La vitesse d'eau d'alimentation est de $0,05 \text{ m/s}$ qui nous donne un diamètre de conduite de 20 mm (l'alimentation se fait sous pression)

3.4 Calorifuge de la chaudière

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'échange de la chaleur

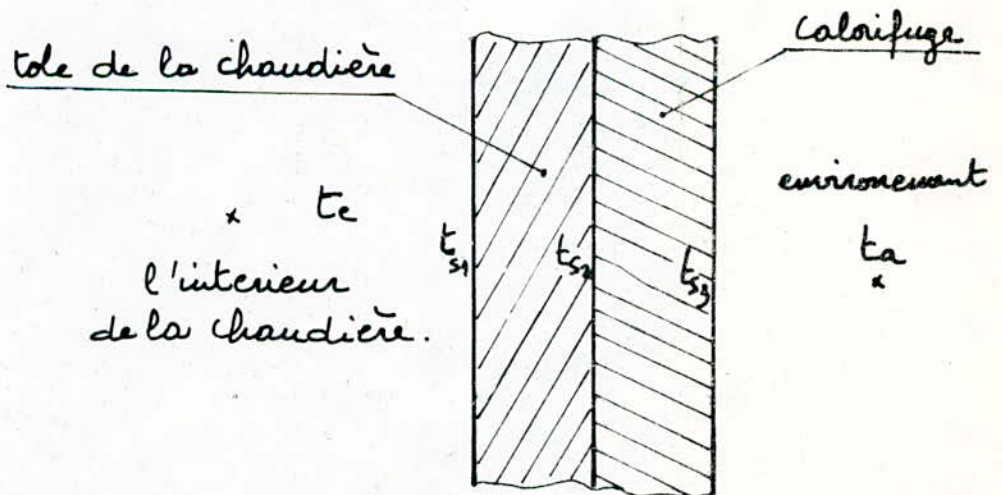
Le processus, par lequel, le transfert de chaleur à lieu, s'appelle la transmission de chaleur; les lois de la transmission de chaleur sont très importantes pour l'étude de divers systèmes.

Pour notre cas le milieu chaud est constitué par l'intérieur de la chaudière, le flux de la chaleur passe de l'intérieur vers l'extérieur (environnement).

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

L'échange de chaleur eau-milieu extérieur (environnement) se fait en quatre étapes:

1. étape: l'échange de chaleur eau-chaudière:-



Cet échange de chaleur s'effectue, par convection, entre l'eau et la face interne de la chaudière, alors, le flux échangé s'écrit:

$$Q_1 = h_i \cdot S_i \cdot (t_e - t_{s1})$$

avec :

Q_1 : flux échangé

h_i : coefficient de convection eau-chaudière

t_e : température de l'eau dans la chaudière

t_{s1} : température de la face interne de la chaudière

S_i : surface d'échange

2. étape : l'échange de chaleur à travers la chaudière:
Cet échange s'effectue par conduction, le flux donc s'écrit :

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

avec :

r_1, r_2 : les rayons, interne et externe, de la chaudière

λ_a : conductivité thermique de l'acier utilisé

L : hauteur de l'eau dans la chaudière

t_{s2} : température de la face externe de la chaudière.

3. étape : l'échange de chaleur à travers le calorifuge :
Pour le calorifuge, la laine de verre, qui est utilisée et l'échange se fait par conduction, le flux échangé s'écrit :

$$Q_3 = \frac{2\pi \cdot \lambda_L \cdot L (t_{s2} - t_{s3})}{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}$$

avec : r_3 : rayon extérieur du calorifuge.

λ_L : conductivité thermique du laine de verre
depend de la température.

4. étape : l'échange de chaleur calorifuge - milieu extérieur
La face du calorifuge était 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 :

$$Q_4 = h_e \cdot S_{ex} (t_{s3} - t_a)$$

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

S_{ex} : surface externe du calorifuge.

t_a : température ambiante.

L'échange de chaleur par rayonnement est
négligeable

- Pour déterminer les différentes températures des
faces de la chaudière et du calorifuge, on a :

$$t_e > t_{s1} > t_{s2} > t_{s3} > t_a$$

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q_4$$

Pour les conditions de fonctionnement de la chaudière,
les différentes températures sont estimées à :

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

$$t_{s1} = 150,52^\circ\text{C}$$

$$t_{s2} = 150,42^\circ\text{C}$$

pour calculer l'épaisseur du calorifuge ($e = r_3 - r_2$),
on fixe la température extérieure du calorifuge à
la valeur $t_{s3} = 25^\circ\text{C}$, d'après ces données, l'épai-
sseur du calorifuge sera de : $e = 10 \text{ mm}$.

3.5 Pertes thermique de la chaudière

Les pertes totales de la chaudière est la somme des toutes les pertes qui sont énumérées ci dessous :

$Q' = 111 \text{ W}$: pertes par convection eau - vride inférieure

$Q'' = 9,29 \text{ W}$: pertes par convection vapeur - vride supérieure

$Q_1 = 412 \text{ W}$: pertes par convection eau - chaudière

$Q'_1 = 3,37 \text{ W}$: pertes par convection vapeur - chaudière

soit une quantité de chaleur perdue par la chaudière égale à 527 W .

3.6 Les appareils accessoires du chaudière

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

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

Dans ce partie, nous allons discuter des appareils accessoires des chaudières à vapeur, du circuit et du fonction.

3.6.1 Indicateur de niveau d'eau

La chaudière doit être munie d'un appareil, indicateur

de niveau d'eau dans la chaudière, placer en vue de l'ouvrier chargé de l'alimentation

L'indicateur de notre chaudière est en tube de verre (résisté à une pression supérieure à 5 bars), qui est en communication, par sa partie inférieure avec l'eau de la chaudière, et par sa partie supérieure avec la vapeur de la chaudière.

Il fonctionne comme une 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.

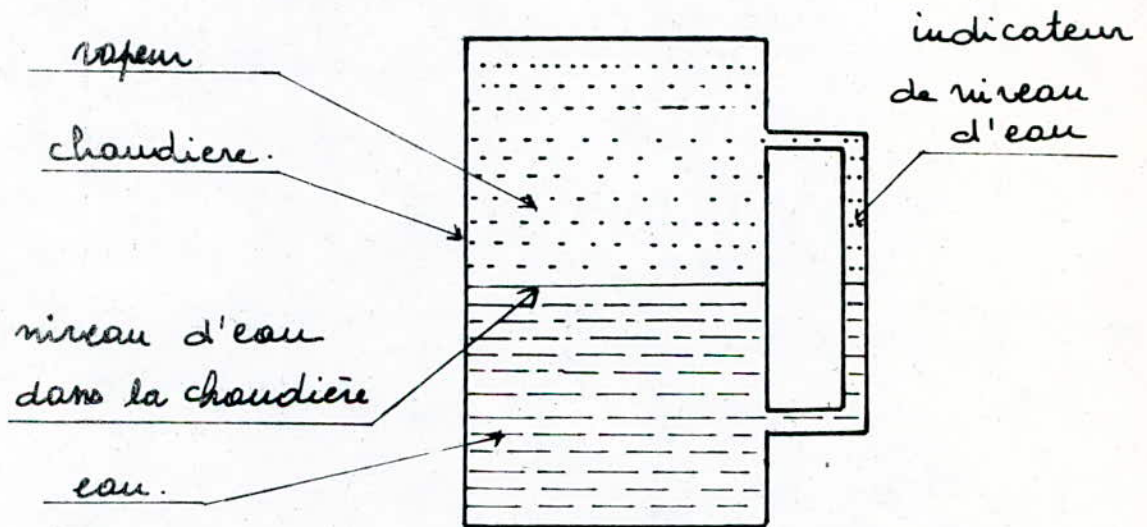


fig III.3. Indicateur de niveau d'eau.

3.6.2 Mesure de pression

Toute chaudière doit être munie d'un manomètre placé en vue de l'observateur et gradué de manière à indiquer la pression effective de la vapeur dans la chaudière, qui est égale à la pression absolue de la

vapeur diminuée de la pression atmosphérique.

En général, cette pression effective 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 co de chasse de façon que la vapeur n'agisse sur lui que par l'intermédiaire de l'eau qui résulte de la condensation.

Dans notre cas, la pression maximale devant regner dans la chaudière est 5 bars (maximale), on doit utiliser un manomètre gradué de 0 à 10 bars, car les appareils de mesures donnent la meilleure précision au milieu de l'intervalle de leur graduation.

3.6.3 Soupape de sûreté

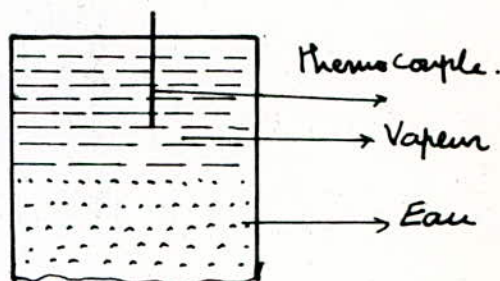
Chaque chaudière doit être munie d'une soupape de sûreté, chargée de façon à laisser la vapeur s'écouler dès que la pression effective atteint la limite indiquée par le timbre réglementaire.

Une soupape se compose, en général, d'une diaphragme 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 par l'intermédiaire d'un ressort.

3.6.4 Mesure de la temperature

On utilise un thermocouple en (Cuivre/Constantan), le thermocouple est place de telle maniere que il est immerge dans la vapeur dans la chaudiere.

(fig III.4)



3.6.5 Fonctionnement

La production de la chaleur, dans la chaudiere, se fait à partir de l'energie electrique (effet joule).

Le nombre des résistances utilisée est de totalisant une puissance 36 KW.

Les résistances electriques sont montées en triangle (triphasé). chacune des phases (circuit équilibré) comprend 4 résistances montée en parallèle.

Dans ce cas, la tension est de 220V et 95A pour le courant.

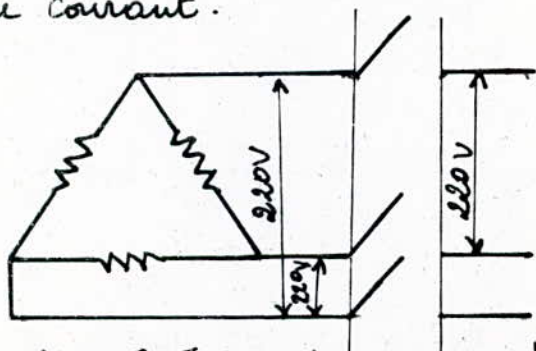


fig. III.5 montage des phases

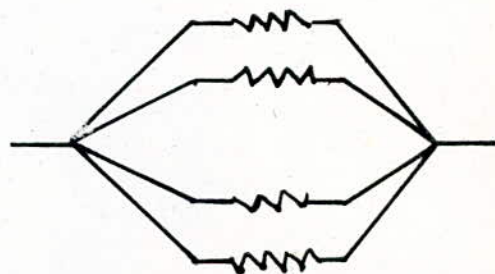


fig. III.5. montage des résistances.

3.66 Etanchéité

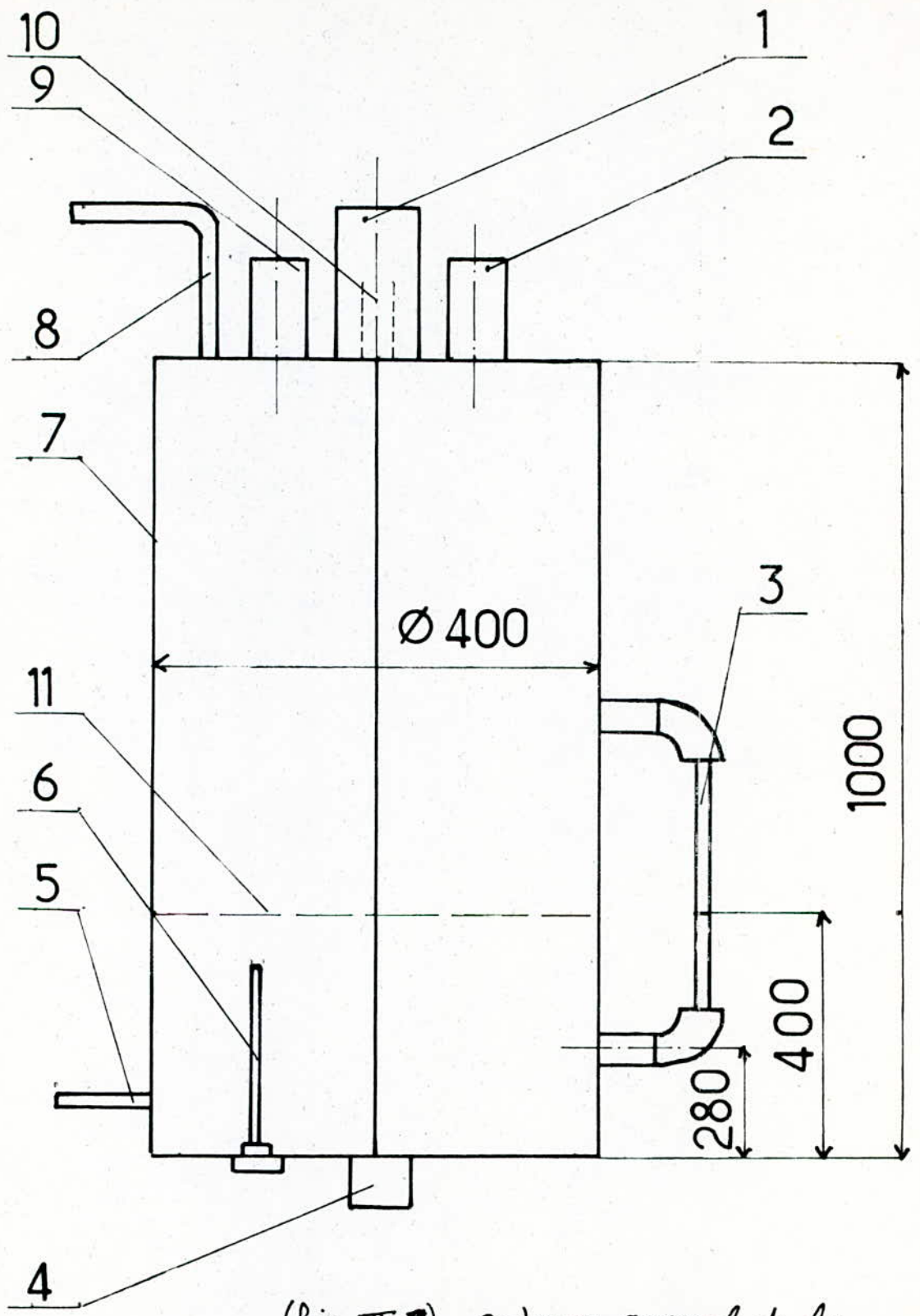
Les éléments auxiliaires, nécessaires au fonctionnement de la chaudière, tels que, les tubes du manomètre, de thermocouple, de la soupape de sûreté, du robinet de purge et les conduites d'eau et de vapeur, sont assemblés au corps de la chaudière par des cordons de soudure qui en assurant l'étanchéité.

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) à la pression de la chaudière.

Pour que l'assemblage soit étanche, nous devons, alors, interposer une matière une matière étanche, déformable qui, pressée 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 (température de son point de fusion est de 1150°C)



(fig III 7) schéma general de la
chaudière.

1. Conduite de vapeur, $\varnothing 60$.
2. tube thermocouple.
3. Indicateur de niveau d'eau (Verre), $\varnothing 15$.
4. tube de purge.
5. Conduite d'eau.
6. Resistances electriques, (3 kW - 220V).
7. Corps de la chaudière, Z12 CN25/20.
8. Conduite de vapeur.
9. tube de manométrie
10. tube de soupape de sûreté
11. niveau d'eau dans la chaudière.

CHAPITRE:4

LE CONDENSEUR

4.1 Introduction

Un Condenseur est un appareil dont la fonction principale est de condenser une certaine quantité de vapeur

4.2 Classification des condenseurs

Les condenseurs sont classés en deux grandes familles :

- Les condenseurs par surfaces, où il n'y a pas de contact entre la vapeur à condenser et le fluide réfrigérant
- Les condenseurs par mélange, Comme leur nom l'indique il y a mélange total entre la vapeur à condenser et le fluide réfrigérant

Parmi les condenseurs par surfaces on distingue trois types :

- Condenseur à refroidissement par air
- Condenseur à enveloppe et tubes (notre condenseur).
- Condenseur à plaques.

On a, aussi, deux types des condenseurs par mélange :

- Condenseurs injectant la vapeur directement dans le bain liquide
- Condenseurs à contact direct avec liquide pulvérisé

Les données de bases pour le dimensionnement du condenseur sont les suivantes:

- Pression de saturation au condenseur : 0,1 bar
- Température de saturation au condenseur : $45,84^{\circ}\text{C}$
- Température du condensat : $45,34^{\circ}\text{C}$
- Débit de vapeur à condenser : 50 kg/h
- l'échauffement de l'eau de refroidissement : 3°C
- Diamètre extérieur du tube : 18°mm .
- Diamètre intérieur du tube : 16 mm.
- Nature du matériau du tube : Cuivre.

4.3 Corps du condenseur

L'enveloppe du condenseur est réalisée à partir d'une feuille de tôle en acier (A70) de 3 mm d'épaisseur, les différentes parties sont assemblées entre elle par cordon de soudure. Le faisceau tubulaire est assemblé à l'enveloppe par système vis-écrou; ce mode de fixation a été retenu en raison d'un éventuel changement de configuration du faisceau tubulaire ou pour effectuer un nettoyage. Les fenêtres en plexiglass situées au niveau du faisceau tubulaire servent à observer le film de condensat qui se forme sur la surface d'échange constituée par les tubes, elles sont placées l'une en face de l'autre pour permettre à la lumière de traverser le condenseur et assurer à l'observateur une vision plus ou moins nette du phénomène de condensation.

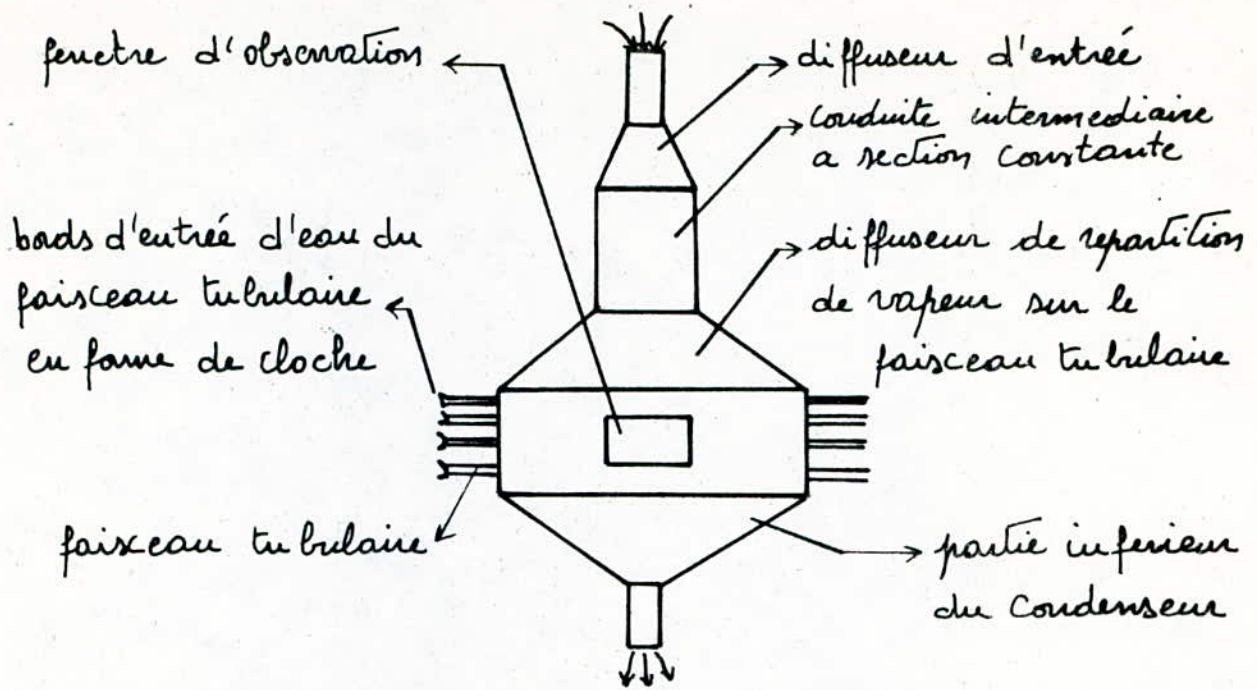


fig. IV. 1. SCHEMA Du CONDENSEUR

La conduite du vapeur comporte deux élargissements progressifs en forme de diffuseurs afin d'amener la vapeur à se répartir uniformément sur toute la section rectangulaire large du faisceau tubulaire, tout en réduisant les pertes de charge qui résultent de cet élargissement.

Le diffuseur d'entrée permet le passage de la conduite circulaire à la conduite de section carrée plus large. Cette élargissement avec changement de géométrie de la conduite peut aboutir à une répartition non uniforme du champ de vitesse de vapeur à la sortie du diffuseur, pour cela, le diffuseur a été prolongé par une conduite de section carrée constante qui permet à l'écoulement de vapeur de s'adapter mieux à cette forme de conduite et obtenue ainsi un profil de vitesse uniforme à l'entrée du second diffuseur.

$$\begin{aligned}
 l_d &= 200 \text{ mm} \\
 L &= 164 \text{ mm} \\
 D_o &= 52 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

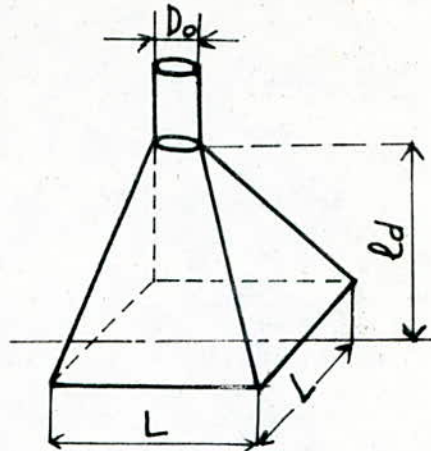


fig. IV. 2. diffuseur d'entrée

- Le diffuseur de répartition du vapeur c'est un diffuseur de forme pyramidale à angle d'ouverture égal à 90° à l'intérieur duquel sont fixés six parois de distribution de vapeur qui remplacent un diffuseur à grand d'ouverture en une rangée de diffuseurs à angle petit.

- L'efficacité des parois de distribution est d'autant plus importante que l'angle d'ouverture global est plus grand. Au contraire pour des angles relativement petits, les parois de distribution peuvent accroître la résistance du diffuseur puisque la surface totale de frottements augmente.

- Le choix et la disposition des parois de distribution dans les diffuseurs à grand angle d'ouverture se font de la manière suivante :

- le nombre de parois de distribution (Z), est donné en fonction de l'angle d'ouverture " α " par le tableau suivant :

α°	30	45	60	90	120
Z	2	4	4	6	8

- Les parois de distribution sont disposées de telle sorte que les intervalles a_0 entre deux parois à l'entrée dans le diffuseur sont égaux ainsi que les intervalles a_1 de celui-ci.

- Avant l'entrée dans le diffuseur et après la sortie, les parois sont prolongées parallèlement à l'axe du diffuseur, la longueur des tronçons de prolongement ne doit pas être inférieure respectivement à $0,1 a_0$ et $0,1 a_1$.

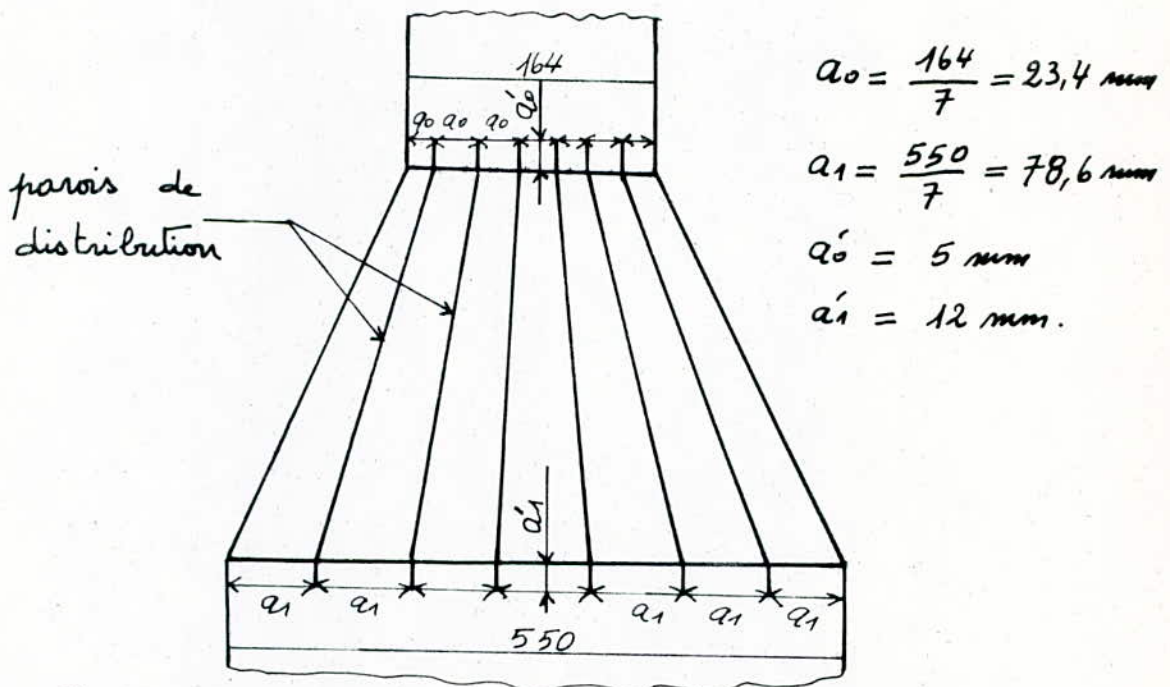


fig. III.3. diffuseur de distribution de vapeur (coupe longitudinale)

La partie inférieure du condenseur est constituée par une forme pyramidale, convergente vers une conduite circulaire qui débouche dans le réservoir des condensats. Cette forme pyramidale est choisie pour empêcher la vapeur non condensée d'être en reflux au contact des parois

inferieures du condenseur, car ce phenomene perturbe l'écoulement de la vapeur et influe donc negativement sur le transfert de chaleur. L'autre avantage de cette forme pyramidale est qu'elle permet de converger l'écoulement du condensat et de la vapeur non condensée vers la conduite de sortie du condenseur pour aboutir enfin au reservoir des condensats. Le diametre de conduite des condensats choisie est de 42 mm.

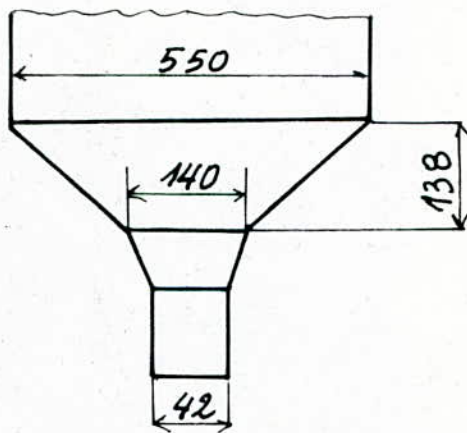


fig. IV. 4. partie inferieure du condenseur.

4.4 Faisceau tubulaire

Le faisceau tubulaire est constitue par 16 tubes droits en cuivre de diametre exterieur 18 mm et interieur 16 mm, la longueur de ces tubes est de 550 mm (chaque tube), ils sont fixes entre deux plaques par soudure heterogene (brasure à l'étain). La surface totale du tube entre les deux plaques est egale à la surface d'echange de chaleur necessaire, qui est egale à $0,4993 \text{ m}^2$.

Deux types de faisceau sont realises, l'une en tubes alignes et l'autre en tubes disposes en quinconce

- Disposition des tubes en ligne :

Les lignes séparant les axes de tubes consécutifs suivant l'horizontale et le verticale sont égales à 30 mm

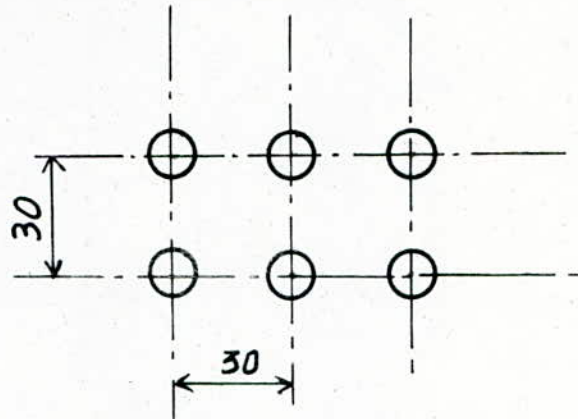


fig. IV. 5.

- Disposition des tubes en quinconce :

Les tubes sont prolongés de 11 cm vers l'extérieur du condenseur, pour éviter que la zone du régime transitoire soit à l'intérieur de celui-ci, ainsi la zone transitoire est maintenue et on se retrouve qu'avec un régime d'écoulement turbulent à l'intérieur du Condenseur

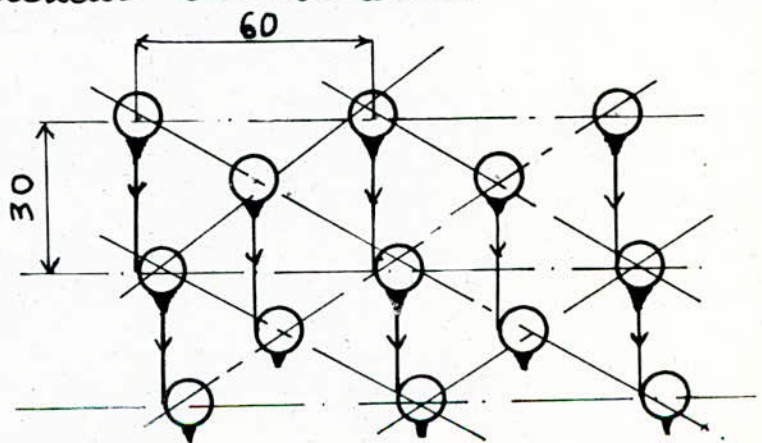


fig IV. 6.

4.5 Boite de distribution d'eau

Elle a pour rôle de distribuer le débit total refoulé par la pompe de circulation de manière le débit partiel dans chaque tube est la même.

$$l_d = 100 \text{ mm}$$

$$D_o = 42 \text{ mm}$$

$$L = 140 \text{ mm.}$$

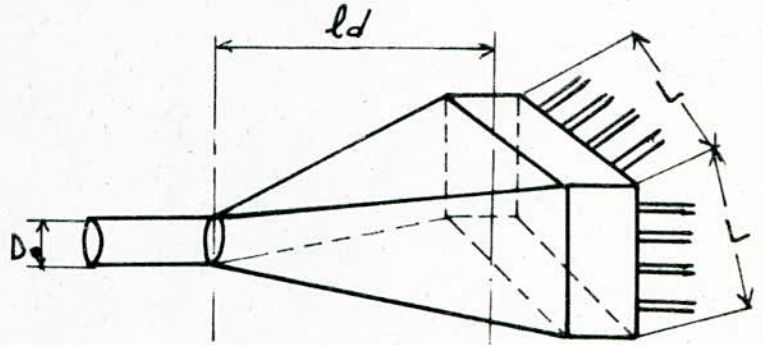


fig. IV. 7. boîte de distribution d'eau.

La boîte de distribution d'eau comporte trois parties principales :-

- Diffuseur
- Conduite à section constante
- plaque de distribution

La boîte à eau est liée par des tuyaux au faisceau tubulaire, comme l'indique la figure

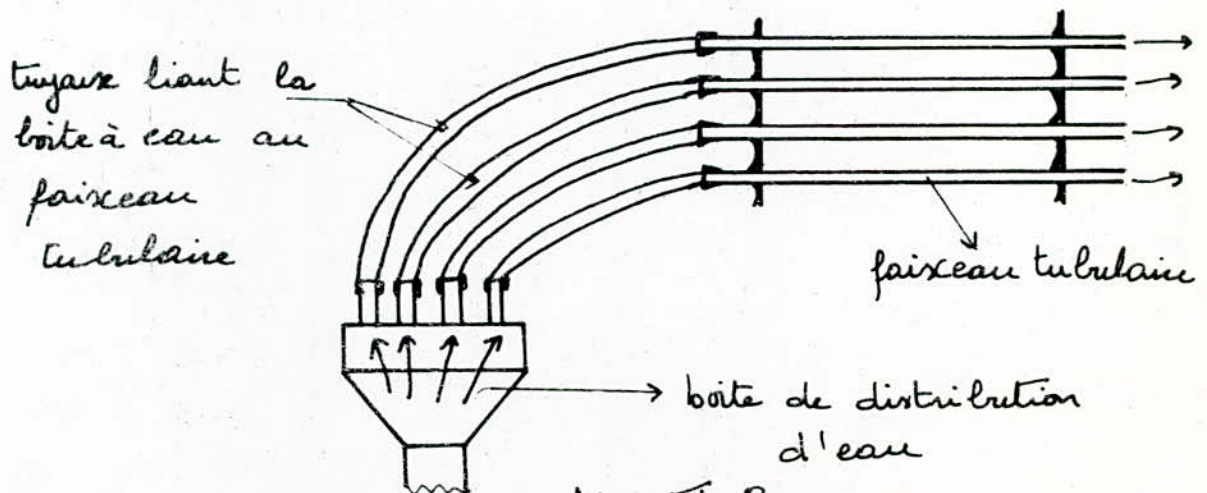


fig. IV. 8.

4.6 Pertes dans le condenseur

Lors de la condensation, la vapeur cède à l'eau de refroidissement une quantité de chaleur de 33,32 kW, pour cela, le débit d'eau nécessaire pour condenser 50 kg/h de vapeur saturée est $2,659 \cdot 10^3 \text{ m}^3/\text{s}$ dont la vitesse d'écoulement est de 0,83 m/s.

Les pertes de charge dans le condenseur comprend deux parties :

- les pertes de charge côté vapeur
- les pertes de charge côté eau de refroidissement

4.6.1 Pertes de charge côté-vapeur

Les pertes de charge côté vapeur comprend trois parties :

- pertes de charge dans le diffuseur d'entrée qui sont égale après certain calcul thermique à $231,61 \text{ N/m}^2$
- pertes de charge dans le diffuseur de répartition de vapeur qui sont égale à $0,478 \text{ N/m}^2$ (faible).
- pertes de charge dans la conduite intermédiaire (négligeable).

D'après ces résultats on constate que les pertes de charge côté vapeur sont très faibles qu'on peut les négliger, dont la somme est égale à 232 N/m^2 .

4.6.2 Pertes de charge côté eau de refroidissement

Les pertes de charge côté eau de refroidissement comprend quatre parties :

- pertes de charge à l'entrée du faisceau tubulaire
- pertes de charge dans le faisceau tubulaire
- pertes de charge dans la boîte de distribution d'eau
- pertes de charge dans les tuyaux liant la boîte à eau au

faisceau tubulaire

Les pertes sont données par le tableau suivant:

	pertes de charge en $[N/m^2]$	pertes de charge en $[m]$ d'eau.
à l'entrée du faisceau tubulaire	9,625	$0,98 \cdot 10^3$
dans le faisceau tubulaire	462,66	0,047
dans la boîte de distribution d'eau	3566,82	0,364
dans les tuyaux liant la boîte au faisceau	295,98	0,030

La perte de charge totale dans le circuit d'eau de refroidissement est de 0,442 m en eau

4.7 Les appareils accessoires du condenseur

Pour assurer le bon fonctionnement du condenseur, il est nécessaire de mesurer correctement les grandeurs dont (la pression à l'intérieur du condenseur, les températures d'entrée et de sortie d'eau de refroidissement, ...)

4.7.1 Mesure de pression

Pour assurer le bon fonctionnement du condenseur, la pression doit être maintenue constante, mais la pression de fonction varie en fonction de la quantité de vapeur entrant dans le condenseur, pour cela un manomètre à boudon placé sur la section expérimentale.

4.7.2 Mesure de la température

Des thermocouples en (cuivre/constantan) sont placés à l'entrée et à la sortie d'un nombre limité de tubes du condenseur, permettant de relever l'accroissement de température de l'eau de refroidissement.

Chaque thermocouple est introduit dans le tube d'eau de refroidissement à travers un petit orifice. Afin à l'araldite pour éviter les fuites de réfrigérant, le bulbe du thermocouple est positionné approximativement au centre de la conduite.

CHAPITRE: 5

DISPOSITIF DE MESURE

5.1 Introduction

L'appareil est conçu pour déterminer la quantité de gaz non condensable existant dans la vapeur d'eau saturée.

Il est constitué des éléments suivants :

- Un échangeur à contre courant
- Une burette B₁ pour la récupération et la mesure de la quantité de vapeur condensée
- Deux burettes B₂ et B₃ communicantes pour la mesure du volume des gaz non condensables.
- Un manomètre à mercure pour la mesure de la surpression causée par les gaz non condensables.
- Des vannes (robinet pour fermeture ou ouverture du circuit)
- Une tuyauterie en cuivre qui sert de jonction des différents éléments de l'appareil cité.

Le dimensionnement de ces éléments se fait à partir des données :-

- pression de saturation dans l'échangeur : 0,1 bar.
- température de saturation dans l'échangeur : 45,72 °C.
- débit de vapeur à condenser : 36 kg/h.
- l'échauffement de l'eau de refroidissement : 3 °C

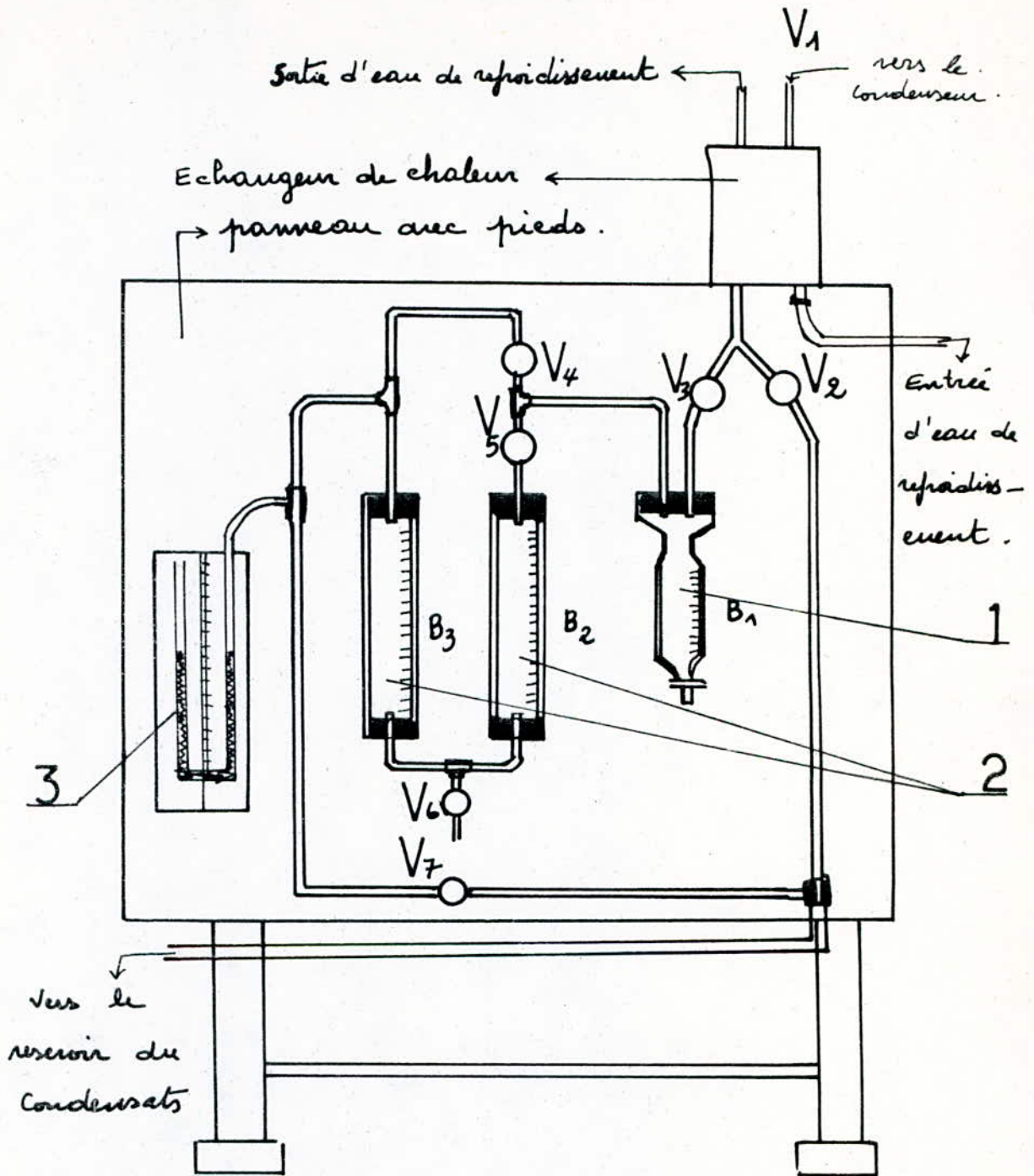


fig. I. 1. Schéma de principe de l'appareil.

1. Burette : sert pour la récupération et la mesure de la quantité de vapeur d'eau condensée. Elle a été graduée et étalonnée en mm.

- 2 - Burettes : servent à déterminer le volume de gaz non condensables, la graduation se fait en mm.

- 3 - Manométrie à mercure :

Le manomètre à mercure est constitué d'un tube en U, remplis de mercure gradué en mm, il nous renseigne sur la pression régnant à l'intérieur du circuit ainsi que sa variation (causé par les gaz incondensables).

- 4 - tuyauterie et vannes :

La jonction de tous les éléments constituant l'appareil est assurée par une tuyauterie en cuivre (10-12), brasée à l'argent (maudine parfaitement étanche qui résiste à 0,1 bar) ; Les vannes sont parfaitement étanche.

- Assemblage des différents éléments de l'appareil :

L'assemblage est donné par le schéma de principe de l'appareil (fig. V.1), et assemblage est monté sur un panneau en bois avec support.

- Notre appareil étant monté directement à l'entrée du condenseur (matie de la chaudière) par l'intermédiaire d'un tuyau calorifugé (pour éviter toute condensation de la vapeur au cours de son trajet dans le tube avant son entrée dans l'échangeur), on fait un soutirage d'une certaine quantité de vapeur pour pouvoir faire les mesures.

5.2 Echangeur

un échangeur de chaleur est un appareil qui permet de transmettre la chaleur d'un fluide à un autre, la quantité de chaleur transmise peut être calculée en égalant l'énergie perdue par le fluide le plus chaud à l'énergie récupérée par le fluide le plus froid.

L'échangeur peut être du type à écoulement parallèle (fluide s'écoulant dans la même direction) ou du type contre courant (fluide s'écoulant dans le sens contraire), toutefois le contre courant est plus avantageux car pour un transfert de chaleur donné, caractérisé par la connaissance des quatre températures terminales, il conduit à la DTLM (écart moyen logarithmique vraie entre le fluide chaud et le fluide froid) la plus grande et par suite une surface d'échange la plus faible.

Notre échangeur est constitué d'un serpentin dans lequel à l'intérieur s'écoule de la vapeur saturée et à l'extérieur l'eau de refroidissement (les deux fluides s'écoulant dans le sens contraire), après échange thermique la vapeur se condense à la température de saturation de la vapeur tandis que l'eau de refroidissement s'échauffe.

Les données de base pour le dimensionnement de l'échangeur sont les suivantes :

- pression de saturation dans l'échangeur : 0,1 bar
- température de saturation dans l'échangeur : 45,84 °C
- Débit de vapeur à condenser : 36 Kg/h.
- on admet un échauffement de l'eau de refroidissement égal à 3°C.

- diamètre extérieur du tube : 18 mm.
- diamètre intérieur du tube : 16 mm.
- Nature du matériau du tube : Cuivre.
- température d'entrée de la vapeur : $45,84^{\circ}$
- température de sortie du condensat : $45,84^{\circ}$
- température d'entrée d'eau de refroidissement : 16°
- température de sortie d'eau de refroidissement : 19° .

Le corps de notre échangeur est réalisé à partir d'une feuille de tôle d'acier (A70) de 1,5 mm d'épaisseur, la feuille est enroulée sur un cylindre de 64 cm de hauteur et 10 cm de diamètre, puis soudée sur sa longueur (soudure homogène) fermée sur les deux faces latérales par deux couvercles (disque en acier) assemblés par soudure.

Dans le corps de l'échangeur se trouve le serpentin, il est réalisé à partir d'un tube en cuivre (16-18) et de longueur 15 m, la hauteur du serpentin est 60 cm qui nous donne une surface d'échange de $0,816 \text{ m}^2$.

La chaleur transférée entre la vapeur et l'eau de refroidissement est de valeur 23,92 kW, cette chaleur nécessite un débit d'eau de refroidissement de $1,915 \cdot 10^3 \text{ m}^3/\text{s}$ à une vitesse de refoulement de 0,34 m/s.

Le calorifuge du corps de l'échangeur est fait de la laine de verre d'épaisseur 1 cm, pour l'étanchéité on a utilisé des joints en caoutchouc d'épaisseur 15 mm et des diamètres (100-150) mm entre le corps et les deux couvercles.

5.3 Fonctionnement de l'appareil

Après avoir fait le vide dans le circuit, on ferme les vanes V_2 , V_4 et V_7 , puis en ouvrant la vanne V_1 qui se situe entre la chaudière et le condenseur, on soutire une quantité de vapeur suffisante pour pouvoir faire la mesure puis on isole notre appareil de la chaudière en fermant V_1 .

Ainsi la vapeur pure et saturée passent dans l'éléveur (montée verticalement) pour se condenser, la vanne V_2 étant fermée, la vanne V_3 ouverte, le condensat ainsi que les gaz incondensables passent à travers cette dernière, le condensat est ainsi récupéré (par gravité) dans la burette graduée B_1 , tandis que les gaz incondensables passent dans l'autre partie du circuit traversant ainsi la vanne V_5 ouverte (V_4 étant fermée) causant donc une surpression dans cette partie du circuit, qui se manifeste par une déviation respectueuse dans les barettes B_2 et B_3 donnant ainsi la variation de volume ΔV et dans le tube en U à mercure donnant aussi une variation de pression (déviation Δh correspondant à une variation de pression).

5.4 Méthode de mesure

Connaissant la différence de volume ΔV dans les barettes B_2 et B_3 ainsi que la différence ΔP dans les tubes à mercure la méthode de mesure est basée sur la loi de Boyle-Mariotte

$$PV = m \cdot r \cdot T \quad \text{ou} \quad \Delta P \cdot \Delta V = \Delta m \cdot r \cdot T$$

$$\text{d'où} \quad \Delta m = \frac{\Delta P \cdot \Delta V}{r \cdot T}$$

Δm : étant la masse de la quantité de gaz incondensée.

CHAPITRE 6

ETUDE DES ELEMENTS AUXILIAIRES

61 Introduction

L'installation en plus des éléments principaux tels que, la chaudière et la section expérimentale comprend un certain nombre d'appareils auxiliaires soumis à des pressions de fonctionnement différentes.

Par conséquent la contrainte qu'il subissent sont aussi différentes. Dans ce qui suit nous nous efforcerons d'une part d'énumérer les différents éléments avec leurs conditions de fonctionnement d'autre part nous allons dimensionner de la façon qui convient à chaque élément pour assurer un bon fonctionnement. Un certain nombre d'appareils de mesure et de contrôle sont prévus bien que certains n'ont été disponibles pour l'installation à fin de permettre de suivre l'évolution des grandeurs fondamentales contrôlant le phénomène de condensation.

6.2 Reservoir du condensat

Le réservoir du condensat est choisi de manière à permettre le fonctionnement

Pour cela on choisit des dimensions comme nous montre la figure ci - contre.

- la forme du réservoir est telle que :

la hauteur est 400 mm.

la base est $(400 \times 240) \text{ mm}^2$

la pression dans le réservoir est égale à celle du condenseur (0,1 bar), pour contrôler la hauteur de l'eau dans le réservoir, on a choisi deux faces du réservoir en plexiglass pour faciliter l'observation.

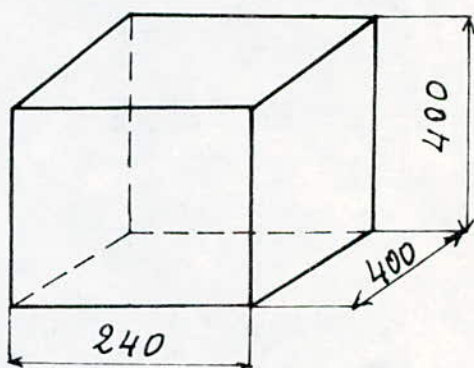


fig (VI.1).

6.2.1 Calcul du réservoir de condensat

Les deux faces choisies en plexiglass sont à pour dimensionnement : $(400 \times 400) \text{ mm}^2$ les autres faces sont en acier A(70) qualité 2 soudable. L'épaisseur du tôle (acier) du réservoir est calculé par la méthode précédente, (réservoir d'alimentation de la chaudière) avec la plaque choisit et de dimension $(240 \times 400) \text{ mm}^2$

qui nous donne un rapport $b/a = 1,67$, le rapport donne par interpolation les coefficients :

$$\alpha' = 0,0932 ; \quad \beta_1' = 0,0882 ; \quad \beta_2' = 0,0488$$

La contrainte admissible choisit est celle du réservoir d'alimentation ($\sigma_{adm} = 666,67 \text{ N/mm}^2$).

d'où l'épaisseur :

$$e \gg \left[6 \cdot \beta_1' \cdot q \cdot a^2 / \sigma_{adm} \right]^{1/2}$$

avec :

q : charge agissant sur la plaque; qui est égale : $q = P_{atm} - 0,1 \text{ bar} = 0,09 \text{ N/mm}^2$.

a : largeur de plaque (240 mm).

donc
$$e \gg \left[6 \cdot 0,0882 \cdot (240)^2 \cdot 0,09 / 666,67 \right]^{1/2}$$

$$e \gg 2 \text{ mm}.$$

Cette valeur est égale à l'épaisseur de la tôle qui sera.

6.2.1.1 Calcul de l'épaisseur du plexiglass

L'épaisseur du plexiglass du réservoir est calculé par la méthode précédente (réservoir d'alimentation en eau de la chaudière) avec la plaque choisit et de dimension $(400 \times 400) \text{ mm}^2$. Cette surface nous donne un rapport $b/a = 1$, le rapport donne par interpolation les coefficients :

$$\alpha'' = 0,0443 ; \quad \beta_1'' = 0,0479 ; \quad \beta_2'' = 0,0479.$$

D'après les contraintes admissibles des matériaux, pour le plexiglass, la charge de rupture est donnée par

l'intervalle suivant:

$$R_p = [3 \div 8] \text{ daN/mm}^2$$

Si on prend une valeur moyenne R_p de l'intervalle c'est à dire $R_p = 5,5 \text{ daN/mm}^2 = 55 \text{ N/mm}^2$; pour un coefficient de sécurité égale à 1,2, la contrainte admissible est donnée par:

$$\sigma_{adm} = R_p / K = \frac{55}{1,2} = 45,8 \text{ N/mm}^2$$

d'où l'épaisseur du plexiglass:

$$e \geq \left[6 \cdot \beta_1'' \cdot q \cdot a^2 / \sigma_{adm} \right]^{1/2}$$

avec : $\beta_1'' = 0,0479$

$$q = 0,09 \text{ N/mm}^2$$

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

$$\sigma_{adm} = 45,8 \text{ N/mm}^2.$$

l'épaisseur vaut alors:

$$e \geq 9,50 \text{ mm}.$$

on prend $e = 10 \text{ mm}$.

6.2.2 Calcul de nombre des boulons

La soudure par cordan d'angle est utilisée pour assembler les caps d'acier du réservoir (4 faces d'acier) et les boulons de serrage qui ont été utilisés pour raccorder le cap métallique et les faces en plexiglass, l'étanchéité entre le métal et le plexiglass se fait par joint en caoutchouc.

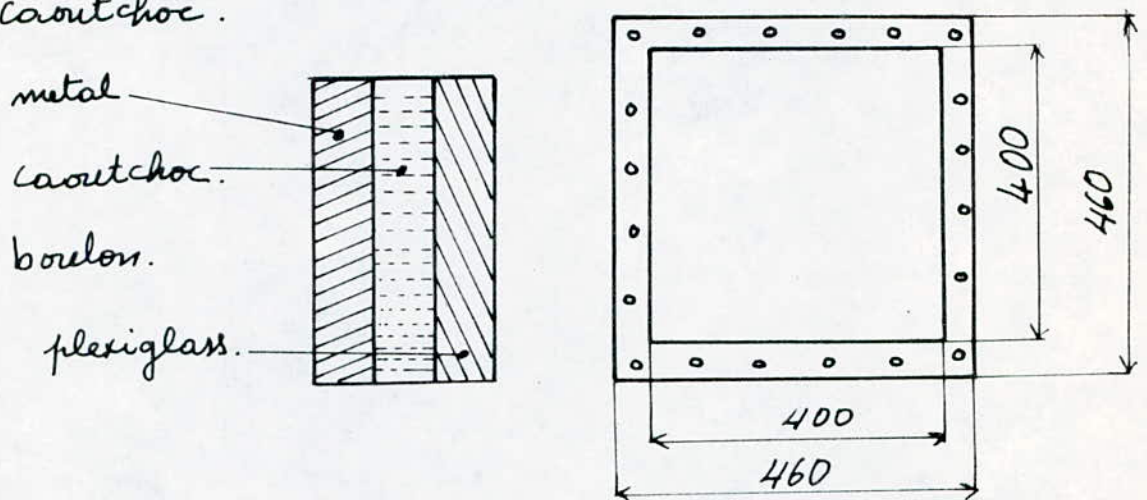


fig (VI.2). représentation des boulons.

L'étanchéité entre les deux corps est statique se fait par un joint élastique, pour calculer l'effort de serrage pour que le joint reste comprimé après l'introduction du fluide. On utilise la méthode suivante :

On définit : le joint d'étanchéité - les boulons de serrage - les brides - le fluide.

- le joint : il faut connaître leurs caractéristiques dont les suivants :

- E_j : module d'élasticité du joint
- e_j : épaisseur du joint
- S_j : surface de contact.

- pour les organes de serrage (boulons).
 - L_b : longueur du boulon
 - E_b : module d'élasticité du boulon
 - l_b : nombre de boulons
 - S_b : section d'un boulon
 - S_b : surface totale des boulons ($S_b = s_b \cdot l_b$)
 - a : pas de filetage.

à partir du contact, chaque écrou fait "n" tours

- brides: on néglige leur déformations
- fluide:
 - introduit après montage
 - a un différentiel de pression "p"

Les inconnus à déterminer sont:

au montage - l'effort de serrage F
 - déformation du joint
 après l'introduction du fluide.

- nouvelle effort que subissent les boulons
- nouvelle effort de compression du joint
- valeur minimale de F pour que le joint reste comprimé.

6.2.3 Détermination de F avant l'introduction du fluide

- 1 - plaque du plexiglass.
- 2 - tôle d'acier.
- 3 - joint élastique (caoutchouc).
- 4 - boulon.
- 5 - écrou.

Le serrage du boulon se fait par tournage de l'écrou
 le déplacement de l'écrou est donc:

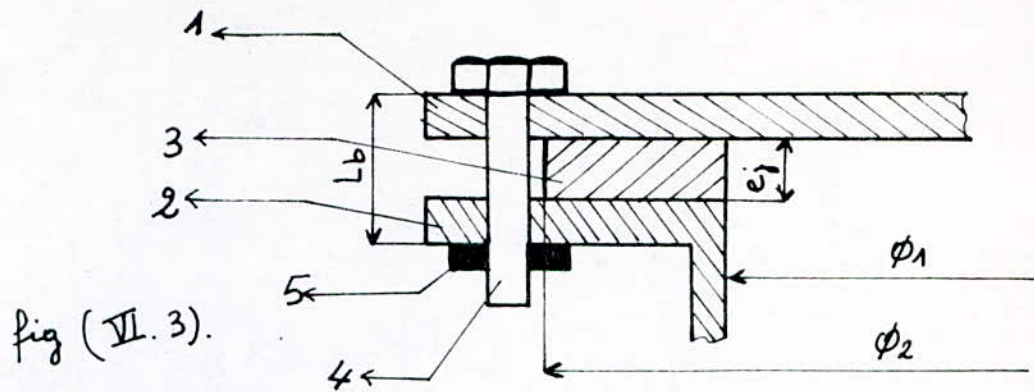


fig (VII.3).

$$n.a = \delta e_j - \delta L_b \dots \dots \dots (1)$$

avec $n.a$: déplacement de l'écrou
 δe_j : déformation positif du joint.
 δL_b : déformation négatif du boulon.

la loi de Hooke ($\frac{\Delta L}{L} = \frac{F}{E.S}$) nous donne :

$$\delta e_j = e_j \cdot \frac{F}{E_j \cdot S_j} \dots \dots \dots (2)$$

$$\delta L_b = L_b \cdot \frac{F}{E_b \cdot S_b} \dots \dots \dots (3)$$

de (1), (2) et (3) l'effort de serrage s'écrit :

$$F = \frac{n.a}{\frac{e_j}{E_j \cdot S_j} - \frac{L_b}{E_b \cdot S_b}} \dots \dots \dots (4)$$

on remplace (4) dans (2) et (3) on écrit :

$$\delta e_j = \frac{n.a \cdot e_j \cdot E_b \cdot S_b}{e_j \cdot E_b \cdot S_b - L_b \cdot E_j \cdot S_j}$$

$$\delta L_b = \frac{n.a \cdot L_b \cdot E_j \cdot S_j}{e_j \cdot E_b \cdot S_b - L_b \cdot E_j \cdot S_j}$$

624 Détermination de F après l'introduction du fluide

Après l'introduction du fluide on a une force qui agit sur le paroi on l'appelle "Q".

Cette force est proportionnelle au différence de pression entre l'extérieur et l'intérieur du réservoir sous l'action de l'effort "Q":

- les boulons s'allongent un peu plus d'une quantité δ_1
- le joint se trouve moins comprimé par δ_1 .

Les nouvelles déformations des boulons et le joint sont:

$$\text{boulons : } \quad \delta_{Lb} + \delta_1$$

$$\text{joint : } \quad \delta_{ej} - \delta_1$$

l'action de tous les boulons sur le parois est : X

l'action sur le joint est : Y.

Par projection on tire : $Q + Y = X$.

d'après le loi de HOOCK on peut écrire:

$$\text{boulons : } \quad \frac{\delta_{Lb} + \delta_1}{L_b} = \frac{X}{E_b \cdot S_b} \dots \dots \dots (5)$$

$$\text{joint : } \quad \frac{\delta_{ej} - \delta_1}{e_j} = \frac{Y}{E_j \cdot S_j} \dots \dots \dots (6)$$

de (5) et (6) on peut écrire:

$$X = F + Q \frac{e_j \cdot S_b \cdot E_b}{e_j \cdot S_b \cdot E_b + L_b \cdot E_j \cdot S_j}$$

$$Y = F - Q \frac{L_b \cdot E_j \cdot S_j}{e_j \cdot S_b \cdot E_b + L_b \cdot E_j \cdot S_j}$$

Pour que le joint reste comprimé il faut que $\gamma > 0$ (condition d'efficacité de serrage), donc on peut écrit :

$$F > Q \frac{L_b \cdot E_j \cdot S_j}{L_b \cdot E_j \cdot S_j + E_j \cdot S_b \cdot E_b} \dots \dots (7).$$

Pour notre cas la pression à l'intérieur du réservoir est 0,1 bar qui nous donne une différence de pression de 0,9 bar, on prend une différence de pression de 4 bars pour que le réservoir soit rigide.

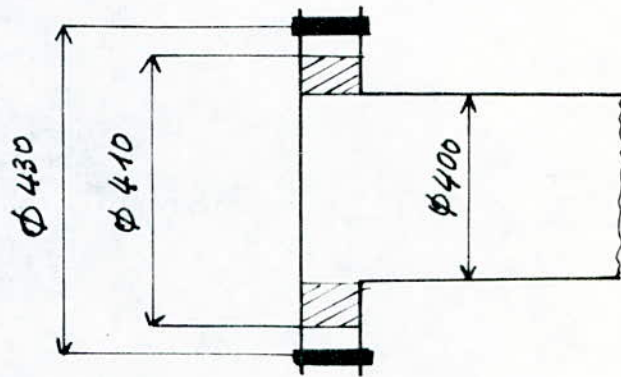


fig (VI. 4). représentation des joints

joint en caoutchouc : - $E_j = 6 \text{ N/mm}^2$
 - $e_j = 3 \text{ mm}$
 - $S_j = \frac{\pi}{4} [410^2 - 400^2] = 6361,72 \text{ mm}^2$

boulon M8 : - $L_b = 30 \text{ mm}$ (la longueur utilisée est $L_b = 10 + 3 + 2 = 15 \text{ mm}$)
 - $E_b = 2 \cdot 10^5 \text{ MPa} = 210^5 \text{ N/mm}^2$.
 - $R_p = 450 \text{ MPa}$.

Le nombre de boulon utilisé se fait par des essais; l'essai que nous allons étudier, fixe le nombre des boulons de 20 boulons, qui nous donne une section totale des 20 boulons de $S_b = 20 \cdot \pi \cdot \frac{7^2}{4} = 769,3 \text{ mm}^2$ on a choisi 7 mm au lieu de 8 (diamètre du boulon) parce que le diamètre réel agit sur l'assemblage et calculer à l'aide de la relation suivante:

$$d_{\text{real}} = d - d \cdot p$$

avec : α : coefficient dépend au condition de filetage
 p : le pas de filetage.

la force agisse sur la paroi et calculer à l'aide de la relation :

$$Q_{\text{moy}} = p \cdot S_{\text{moy}}$$

avec p : la différence de pression entre l'extérieur et l'intérieur du réservoir ($p = 0,4 \text{ N/mm}^2$)

$$S_{\text{moy}} : \text{surface moyenne} = \frac{S_{\text{max}} + S_{\text{min}}}{2}$$

$$S_{\text{moy}} = \frac{(410)^2 + (400)^2}{2} \cdot \frac{\pi}{4} = 128844,5 \text{ mm}^2$$

$$d'où : Q_{\text{moy}} = p \cdot S_{\text{moy}} = 51537,8 \text{ N}$$

on remplace dans l'équation (7) on aura:

$$F > 51537,8 \cdot \frac{15 \times 6 \times 6361,72}{(15 \times 6 \times 6361,72) + 3 \times 2 \times 769,3 \cdot 10^5}$$

$$F > 51125,63 \text{ N}$$

$$d'où \quad \sigma_{\text{col}} = \frac{F}{S_b} = \frac{51125,63}{769,3} = 66,45 \text{ N/mm}^2$$

Le nombre de boulon utilisé se fait par des essais; l'essai que nous allons étudier, fixe le nombre des boulon de 20 boulons, qui nous donne une section totale des 20 boulons de $S_b = 20 \cdot \pi \cdot \frac{7^2}{4} = 769,3 \text{ mm}^2$ on a choisit 7 mm au lieu de 8 (diamètre du boulon) parce que le diamètre réel agit sur l'assemblage et calculer à l'aide de la relation suivante:

$$d_{\text{real}} = d - d \cdot p$$

avec : α : coefficient dépend au condition de filetage
 p : le pas de filetage.

la force agisse sur la paroi et calculer à l'aide de la relation :

$$Q_{\text{moy}} = p \cdot S_{\text{moy}}$$

avec p : la différence de pression entre l'extérieur et l'intérieur du réservoir ($p = 0,4 \text{ N/mm}^2$)

$$S_{\text{moy}} : \text{surface moyenne} = \frac{S_{\text{max}} + S_{\text{min}}}{2}$$

$$S_{\text{moy}} = \frac{(410)^2 + (400)^2}{2} \cdot \frac{\pi}{4} = 128844,5 \text{ mm}^2$$

$$d'où : Q_{\text{moy}} = p \cdot S_{\text{moy}} = 51537,8 \text{ N}$$

on remplace dans l'équation (7) on aura:

$$F > 51537,8 \cdot \frac{15 \times 6 \times 6361,72}{(15 \times 6 \times 6361,72) + 3 \times 2 \times 769,3 \cdot 10^5}$$

$$F > 51125,63 \text{ N}$$

$$d'où \sigma_{\text{cal}} = \frac{F}{S_b} = \frac{51125,63}{769,3} = 66,45 \text{ N/mm}^2$$

d'où le coefficient de sécurité :

$$k = \frac{R_p}{\sigma_{col}} = \frac{450}{66,45} = 6,77.$$

donc le nombre des boucles est suffisant.

6.3 Réservoir d'alimentation en eau de la chaudière

L'alimentation en eau de la chaudière se fait par une pompe de circulation, il existe un autre moyen de faire passer de l'eau dans la chaudière sous pression, 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, jouant alors le principe des vases communicants.

La figure (fig II.5) en montre le schéma. Il est très commode d'élargir suffisamment le réservoir d'eau plutôt que d'augmenter sa hauteur.

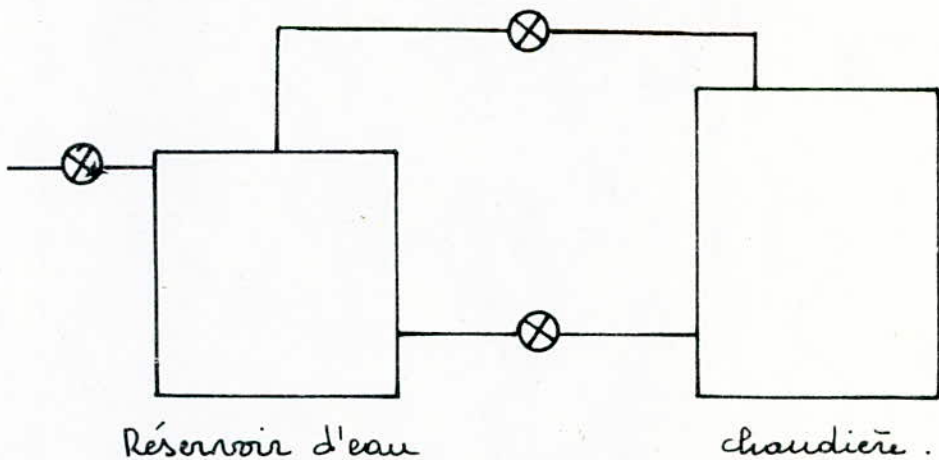


fig II.5

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

D'après les conditions (conditions de fonctionnements) on fait le calcul (l'épaisseur de la tôle du réservoir, hauteur, volume, soudure,)

- Pour la hauteur on choisit 0,500 m et pour vérifier que le volume d'eau est supérieur à cela on choisit la base du réservoir comme un carré de $(400 \times 400) \text{ mm}^2$ qui nous donne un volume d'eau de 80 l.

6.3.1 Calcul de l'épaisseur

La tôle utilisée est en acier A(70) qualité 2 soudable pour déterminer l'épaisseur de la tôle on prend la face la plus sollicitée par les efforts dus à la pression qui règne à l'intérieur du réservoir.

D'après L. GEMINARD et F. GROS. LAFAIGE

la longueur : $b = 500 \text{ mm}$.

la largeur : $a = 400 \text{ mm}$.

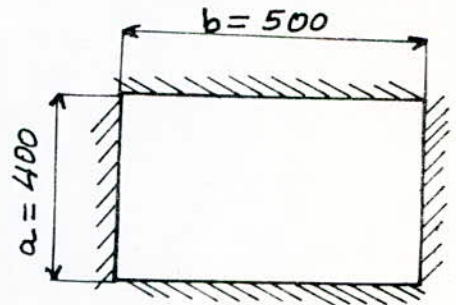
la contrainte σ_1 agissant sur la facette parallèle au côté "b" donnée par la relation :

$$\sigma_1 = \beta_1 \cdot \frac{b \cdot q \cdot a^2}{e^2} \text{ en } N/mm^2$$

et celle agissant sur la facette parallèle au côté "a" et donnée par la relation :

$$\sigma_2 = \beta_2 \cdot \frac{6q \cdot a^2}{e^2} \text{ en } N/mm^2$$

avec : β_1, β_2 : coefficients dépendant du rapport b/a
 q : charge agissant sur la plaque (N/mm^2)
 a : largeur de la plaque en mm
 b : longueur de la plaque en mm
 e : épaisseur de la plaque en mm.



l'expression de la flèche est donnée par :

$$f = \frac{\alpha \cdot q \cdot a^4}{E \cdot e^3}$$

avec : α : coefficient dépendant du rapport b/a .
 E : module d'élasticité du métal.

- pour notre cas, le rapport $b/a = \frac{500}{400} = 1,25$

b/a	1	1,5	2	3
α	0,0443	0,0843	0,1106	0,1336
β_1	0,0479	0,0812	0,1017	0,1189
β_2	0,0479	0,0500	0,0464	0,0404

de rapport était compris entre 1 et 1,5; par interpolation on obtient pour $b/a = 1,25$ les valeurs suivantes:

$$\alpha = 0,0643 \quad ; \quad \beta_1 = 0,0646 \quad ; \quad \beta_2 = 0,0489$$

d'après les conditions des résistances des matériaux on écrit :

$$\sigma_1 = \beta_1 \frac{6}{e^2 \cdot g \cdot a^2} \leq \sigma_{adm} \dots \dots (1)$$

avec : σ_{adm} : la contrainte admissible et elle est égale à: $\sigma_{adm} = \frac{R_p}{K}$

avec : R_p : charge de rupture du métal
 K : coefficient de sécurité

pour l'acier A(70) qualité 2 on a:

$$R_p = [690 \div 830] \text{ N/mm}^2.$$

le coefficient de sécurité est donné dans la plage suivante :

$$K = [1 \div 1,4]$$

on prend $R_p = 800 \text{ N/mm}^2$, pour un coefficient de sécurité égale à 1,2 (valeur moyenne).

d'où la contrainte admissible :

$$\sigma_{adm} = \frac{R_p}{K} = 666,66 \text{ N/mm}^2$$

de l'expression (1) on tire celle donnant l'épaisseur de tôle du réservoir

$$e \geq \left[6 \beta_1 \cdot g \cdot a^2 / \sigma_{adm} \right]^{1/2}.$$

avec: $q = 5 \text{ bars} - 1 \text{ bar} = 4 \text{ bars} = 0,4 \text{ N/mm}^2$

d'où: $e \gg \left[6 \times 0,0646 \times 0,4 \times (400)^2 / 666,66 \right]^{1/2}$

$$e \gg 6 \text{ mm.}$$

donc l'épaisseur de la tôle nécessaire est 6 mm au moins, mais on a un problème de tôle dans l'atelier dont l'épaisseur est 2 mm seulement, pour cela pour vérifier les conditions de résistance du réservoir, on utilise la méthode de renforcement, on met des ceintures sur les différentes faces du réservoir comme la représente la figure (fig. VI. 6).

6.3.2 Calcul de renforcement

Pour raison de sécurité, on prend l'épaisseur équivalent du réservoir (épaisseur des ceintures + épaisseur du réservoir) de 8 mm.

Ceinture de renforcement.

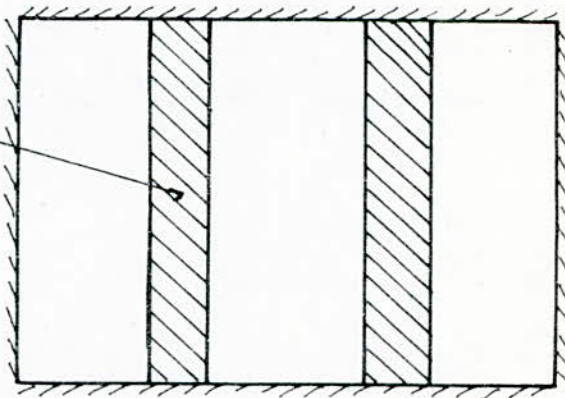


fig (VI. 6).

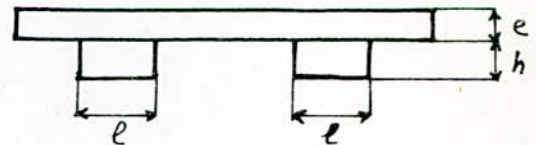
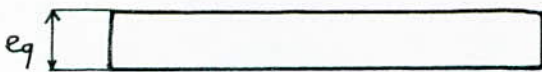
représentation de renforcement.

Cette épaisseur (épaisseur équivalente) nous donne une flèche de tôle donnée par la relation :

$$f = \frac{\alpha \cdot q \cdot a^4}{E \cdot e_g^3}$$

avec :

- f : flèche en mm.
- α : coefficient dépendant au rapport b/a
- a : largeur de tôle.
- E : module d'élasticité
- e_g : épaisseur équivalente
- q : charge agissant sur la plaque.



Pour calculer les dimensions des ceintures de renforcements on utilise des ceintures (verre plat) de forme rectangulaire

Les formules de résistance de matériaux nous donne la flèche, pour une poutre de forme rectangulaire soumise à une charge uniformément répartie sur longueur, par la formule suivante :

$$f' = \frac{11}{384} \cdot \frac{q(L)^4}{E \cdot J}$$

avec : L : longueur de la poutre.

J : moment

$$(J = \frac{2l \cdot h^3}{12} + \frac{e^3 \cdot b}{12})$$

pour calculer les dimension de la ceinture il faut que $f' = f$.

$$\text{d'où } \frac{\alpha \cdot q \cdot a^4}{E \cdot e q^3} = \frac{11}{384} \frac{q \cdot L^4}{E \cdot J}$$

$$J = \frac{11}{384} \cdot \frac{L^4 \cdot e q^3}{\alpha \cdot a^3}$$

$$\frac{e \cdot l \cdot h^3}{12} + \frac{e^3 b}{12} = \frac{11}{384} \frac{L^4 \cdot e q^3}{\alpha \cdot a^3}$$

$$e h^3 = \frac{6 \times 11}{384} \cdot \frac{L^4 \cdot e q^3}{\alpha \cdot a^3} - \frac{1}{2} e^3 b$$

avec $L = 500 \text{ mm}$

$$e q = 8 \text{ mm}$$

$$\alpha = 0,0643$$

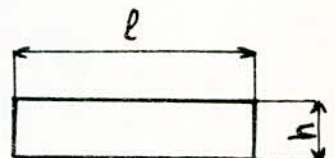
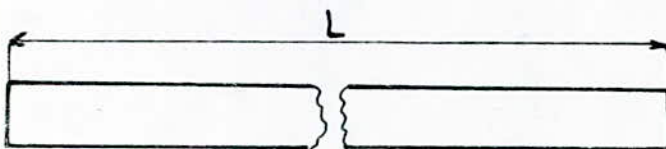
$$a = 400 \text{ mm}$$

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

$$b = 500 \text{ mm}$$

$$\text{soit } e h^3 = 1341,27 \text{ mm}^4$$

on prend l'épaisseur de la ceinture $f = 4 \text{ mm}$
on trouve la largeur est de $2,1 \text{ cm}$.



6.4 Calorifuge tube de vapeur (chaudière-condenseur)

6.4.1 Echange de chaleur vapeur-tube

L'échange de chaleur s'effectue, par convection forcée entre la vapeur et la face interne de la tube.

Le flux échangé est donné par la formule :

$$Q_I = h_i \cdot S_i \cdot (t_v - t_{c1})$$

avec : t_v : température de la vapeur dans la tube.

t_{c1} : température de la face interne du tube.

h_i : coefficient de convection vapeur-tube.

Le coefficient de convection, pour les gaz, est donné par :

$$h_i = 902 \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{\beta \cdot V \cdot D}{\mu} \right)^{0,8}$$

avec :

λ : coefficient de conductivité du fluide.

D : diamètre du tube.

β : masse volumique du fluide.

V : vitesse du fluide.

μ : viscosité dynamique.

Les valeurs λ , β et μ doivent être prises à la température moyenne du film : $t_m = \frac{t_v + t_{c1}}{2}$.

Comme la convection est faite à l'intérieur du tube nous pouvons considérer $t_m \simeq t_v = 151,8^\circ\text{C}$.

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

$$\lambda = 29,3 \cdot 10^3 \text{ W/m} \cdot \text{K}.$$

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

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

Le coefficient de convection vaut alors :

$$h_i = 0,02 \cdot \frac{29,3 \cdot 10^3}{0,05} \cdot \left(\frac{2,67 \cdot 2 \cdot 0,05}{14,5 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8}$$

$$h_i = 30,27.$$

Le flux de chaleur vaut :

$$Q_I = 30,27 \cdot S_i (t_v - t_{c1}).$$

6.4.2 Echange de chaleur par conduction à travers la paroi du tube

L'échange de chaleur s'effectue, par conduction, et le flux s'écrit :

$$Q_{II} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda_a \cdot L \cdot (t_{c1} - t_{c2})}{\ln \left(\frac{r_{c2}}{r_{c1}} \right)}.$$

avec :

λ_a : conductivité thermique de l'acier utilisé

L : longueur du tube (partie horizontale).

t_{c2} : température de la face externe du tube.

r_{c2}, r_{c1} : rayons (exterieur, interieur) du tube.

6.4.3 Chaleur émise à travers le calorifuge

Pour le calorifuge, on utilise la laine de verre dont la conductivité thermique à $151,8^\circ\text{C}$ est : $\lambda_L = 0,065 \text{ W/m} \cdot \text{K}$.

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

$$Q_{III} = \frac{2\pi \cdot \lambda \cdot L \cdot (t_{c2} - t_{c3})}{\ln \left(\frac{r_{c3}}{r_{c2}} \right)}$$

avec :

t_{c3} : température de la face externe du calorifuge.
 r_{c3} : rayon externe du calorifuge.

6.4.4 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 naturelle et par rayonnement.

Le flux de chaleur échangé par convection s'écrit :

$$Q_{IV} = h_e \cdot S_{ex} (t_{c3} - t_a)$$

avec :

S_{ex} : surface externe du calorifuge.

t_a : température ambiante.

h_e : coefficient de convection calorifuge milieu extérieur.

L'échange thermique par rayonnement est négligeable.

Calculons h_e :

Pour les cylindres (tubes) verticaux, et si le fluide considéré est de l'air à la température ordinaire et à la pression atmosphérique normale ; M C ADAMS propose, pour les différents régimes les équations :

- en régime turbulent $10^9 < Gr \cdot Pr < 10^{12}$

$$h_e = 1,1 \cdot \Delta t^{1/3}$$

- en régime laminaire $10^4 < Gr \cdot Pr < 10^9$

$$h_e = 1,22 \cdot \left(\frac{\Delta t}{L} \right)^{1/4}$$

avec :

$$\Delta t = t_{cs} - t_a.$$

Gr: nombre Grashof qui est égal :

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

Pr: nombre de Prandtl qui est égal

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

avec :

- g: accélération de la pesanteur
- β : coefficient de dilatation
- L: hauteur du cylindre vertical
- c_p : chaleur massique à pression constante.

À la température ambiante (20°C), les tables donnent les caractéristiques de l'air:

$$Pr = 0,71$$

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

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

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

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

Et on a aussi : $g = 9,8 \text{ m/s}^2$

$L = 0,55 \text{ m}$ (partie verticale).

Calculons le nombre de Grashof :

$$Gr = \frac{(0,55)^3 \cdot (1,16)^2 \cdot 9,8 \cdot 3,4 \cdot 10^{-3}}{(18,2 \cdot 10^{-6})^2} \Delta t = 2,25 \cdot 10^7 \cdot \Delta t$$

$$Gr \cdot Pr = 1,6 \cdot 10^7 \cdot \Delta t$$

$Gr \cdot Pr$ est compris entre 10^4 et 10^9 , nous avons un régime laminaire ; appliquons la formule :

$$h_c = 1,22 \cdot (\Delta t/L)^{1/4}$$

d'où : $h_e = 1,22 \cdot \left(\frac{1}{0,55}\right)^{1/4} \cdot \Delta t^{1/4} = 1,41 \cdot \Delta t^{1/4}$

Le flux échangé s'écrit :

$$Q_{IV} = 1,41 \cdot S_{ex} (t_{c3} - t_a)^{5/4}$$

6.4.5 Evaluation des températures

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

$$t_v > t_{c1} > t_{c2} > t_{c3} > t_a$$

$$Q_I = Q_{II} = Q_{III} = Q_{IV}$$

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

$$Q_I = 30,27 \cdot S_i (t_v - t_{c1})$$

$$Q_{II} = \frac{2\pi \cdot \lambda_a \cdot L \cdot (t_{c1} - t_{c2})}{\ln\left(\frac{r_{c2}}{r_{c1}}\right)}$$

$$Q_{IV} = 1,41 \cdot S_{ex} (t_{c2} - t_a)^{5/4}$$

avec l'égalité $Q_{II} = Q_{IV}$, nous trouvons :

$$t_{c1} = t_{c2} + 1,41 \cdot S_{ex} \frac{\ln\left(\frac{r_{c2}}{r_{c1}}\right)}{2\pi \cdot \lambda_a \cdot L} \cdot (t_{c2} - t_a)^{5/4}$$

Par substitution de t_{c1} dans Q_I , nous obtenons l'équation suivante :

$$30,27 \cdot S_i \left[t_v - t_{c2} - 1,41 \cdot S_{ex} \frac{\ln\left(\frac{r_{c2}}{r_{c1}}\right)}{2\pi \cdot \lambda_a \cdot L} \cdot (t_{c2} - t_a)^{5/4} \right] = 1,41 \cdot S_{ex} (t_{c2} - t_a)^{5/4}$$

avec :

$$S_{\text{ext}} = \pi D_e L = 3,14 \cdot 0,06 \cdot 0,55 = 0,103 \text{ m}^2$$

$$S_{\text{int}} = \pi D_i L = 3,14 \cdot 0,05 \cdot 0,55 = 0,086 \text{ m}^2$$

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

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

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

$$\ln\left(\frac{r_{c2}}{r_{c1}}\right) = \ln\left(\frac{0,030}{0,025}\right) = 0,18.$$

Nous avons :

$$t_{c2} - 20 = 10,06 \left[151,8 - t_{c2} - 4,65 \cdot 10^4 (t_{c2} - 20)^{5/4} \right]^{4/5}$$

La résolution nous donne :

$$t_{c2} = 131,43^\circ\text{C}.$$

Calcul de t_{c1} .

$$t_{c1} = t_{c2} + \frac{1,41 \cdot S_{\text{ext}}}{2\pi \lambda_a L} \ln\left(\frac{r_{c2}}{r_{c1}}\right) \cdot (t_{c2} - t_a)^{5/4}$$

$$t_{c1} = 131,60^\circ\text{C}.$$

Les différentes températures sont donc :

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

$$t_{c1} = 131,60^\circ\text{C}$$

$$t_{c2} = 131,43^\circ\text{C}$$

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

Le flux échangé est :

$$\Phi_{\text{I}} = \Phi_{\text{II}} = \Phi_{\text{III}} = \Phi_{\text{IV}} = 52,58 \text{ W}.$$

6.4.6 Calcul du calorifuge

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

$$Q_{III} = \frac{2\pi \cdot \lambda a \cdot L (t_{c2} - t_{c3})}{\ln \left(\frac{r_{c3}}{r_{c2}} \right)}$$

En fixant t_{c3} (température extérieure du calorifuge), nous pouvons calculer le rayon r_{c3} .

On fixe $t_{c3} = 25^\circ$, nous aurons :

$$\ln \frac{r_{c3}}{r_{c2}} = \frac{2\pi \cdot L \cdot \lambda a \cdot (t_{c2} - t_{c3})}{Q_{III}}$$

$$\ln \frac{r_{c3}}{r_{c2}} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,55 \cdot 0,065 \cdot (131,43 - 25)}{52,58} = 0,45$$

$$\text{Il vient : } \frac{r_{c3}}{r_{c2}} = e^{0,45} = 1,58.$$

Le rayon extérieur du calorifuge s'écrit alors :

$$r_{c3} = r_{c2} \times 1,58 = 0,047 \text{ m.}$$

l'épaisseur du calorifuge vaut :

$$e = r_{c3} - r_{c2} = 0,047 - 0,03 = 0,017 \text{ m}$$

$$\text{soit } e = 1,7 \text{ cm.}$$

BIBLIOGRAPHIE

1_ R_KEDJOUAR

Etude et réalisation d'une chaudière de laboratoire
Projet de fin d'études - E.N.P. ALger (juin 1985)

2_ A_MPIKA

Etude et réalisation d'un minicondenseur de laboratoire -
Projet de fin d'études - E.N.P. ALger (janvier 1986).

3_ A_MAZOUZI

Réalisation d'un minicondenseur de laboratoire -
Projet de fin d'études - E.N.P. ALger (juin 1986).

4_ H_FERNANE

Etude et réalisation d'un dispositif de
mesure des gaz non condensables.
Projet de fin d'études - E.N.P ALger (juin 1986).

5_ COURS :

C.M.4

Mr: Pierozak. (1985).

R.D.M. 2

Mr: Kziczka. (1985).

CONCLUSION

Dans le projet, nous avons installé une boucle de condensation pour un débit de vapeur maximal de 50 kg/h à la pression de saturation de 0,1 bar.

L'étude théorique et la réalisation des éléments auxiliaires de notre installation a été faite.

