

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire

10/86

وزارة التعليم و البحث العلمي

Tex

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département : **GENIE MECANIQUE**

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

**Etude et Realisation d'un Mini
Condenseur de Laboratoire**

2 PLANCHES

Proposé et dirigé par :
Z. AIDOUN
Professeur à L'E.N.P.

Etudié par :
Abel MPIKA-MBOUNGOU

PROMOTION : JANVIER 1986

E.N.P. - 10, Avenue Hacen Badi - EL-HARRACH - ALGER

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire

وزارة التعليم و البحث العلمي

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département : GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

**Etude et Realisation d'un Mini
Condenseur de Laboratoire**

Proposé et dirigé par :

Z. AIDOUN

Professeur à L'E.N.P.

Etudié par :

Abel MPIKA-MBOUNGOU

PROMOTION : JANVIER 1986

E.N.P. - 10, Avenue Hacen Badí - EL-HARRACH - ALGER

“
Seuls l'Art et la Science
élèvent l'Homme jusqu'à la
Divinité.”

L.V. BEETHOVEN

A mes chers Parents,
et à mon cher cousin :
Albert N'DINGA-MABOULOU.

REMERCIEMENTS

Le travail qui fait l'objet de ce Projet de fin d'études a été réalisé au Département de Génie Mécanique de L'École Nationale Polytechnique, sous la direction de Monsieur Z. AÏDOUN.

Qu'il trouve ici l'expression de ma très profonde et sincère gratitude pour son encadrement et les conseils qu'il m'a prodigués tout au long de mon travail.

J'exprime mes sincères remerciements à :

- Monsieur AIT ALL, Professeur à L'E.N.P, pour l'honneur qu'il me fait de présider mon jury,

- Monsieur TALBI, Maître-assistant à L'E.N.P, pour avoir accepté de faire partie de mon jury.

J'adresse des remerciements particuliers à mes Parents pour tous les sacrifices consentis.

Que mes frères et sœurs, pour leurs encouragements soutenus et leur assistance morale, trouvent ici le témoignage d'une grande fraternité.

Enfin, que la famille Jacques KOMBO, et tous mes amis, particulièrement: Marc BASSILOUA BAZOLA, Joachim KAYA, Didier BOUNGOU MOUSSAOU et Norbert MASSALA trouvent ici le témoignage d'une amitié profonde et sincère.

RESUME

الموضوع : دراسة وانشاء مكثف مخبري صغير
الملخص : هدف هذا المشروع هو دراسة وتحقيق مكثف يستطيع تكثيف بخار الماء
بتدفق 50 كغ/سا تحت ضغط الاشباع 0.1 بار. وتنقسم هذه
الدراسة الى قسمين : القسم الاول يتركز حول آليات التكثيف ويتضمن
دراسة نظرية للمكثفات والقسم الثاني يتضمن الحسابات الحرارية ، وتحديد
الابعاد ، ومقارنة المواد الخ . وأعطيت لمحة عن الاجزاء المكونة . وختتمت الدراسة برسوم .

Titre: Etude et Réalisation d'un mini-condenseur

Résumé - L'Objet de ce projet consiste en l'étude et réalisation d'un mini Condenseur de laboratoire pouvant condenser un débit de vapeur de 50 KG/h à la pression de saturation de 0,1 bar. L'étude se divise en deux parties: la première, basée sur les mécanismes de la condensation, contient une étude théorique des condenseurs. La seconde englobe les calculs : thermique, de dimensionnement, de résistance mécanique, etc. Un bref aperçu sur les éléments auxiliaires est donné, suivi du dessin technique du condenseur ainsi déterminé.

Title: A study and realisation of a laboratory condenser

Summary: The purpose of this project is a study and realisation of a laboratory condenser with a condensing capacity of 50KG/h at the working pressure of 0,1 bar. This study is divided into two parts: The first one, based on the condensation mechanism, consist on a theoretical review of the condensers. The second part contains the thermal and mechanical calculations, together with design considerations. A brief look at the auxiliary accessories is also given and finally a drawing of the condenser is included

TABLE DES MATIERES

	Page
Introduction	1
CHAPITRE I_ GENERALITES ET THEORIE DE LA CONDENSATION	
I.1_ Introduction	3
I.2_ Différents types de condensation par surface.	3
I.2.1_ Introduction.	4
I.3_ Condensation par film.	5
I.3.1_ Condensation par film sur une paroi verticale.	5
I.3.2_ Condensation par film à l'extérieur des tubes horizontaux.	17
I.3.3_ Condensation de vapeur au repos sur des tubes horizontaux.	18
I.4_ Condensation en gouttes	19
I.4.1_ Intérêt de la condensation en gouttes.	20
I.4.2_ Qualités d'un promoteur organique.	21
I.4.3_ Types de revêtements solides.	21
CHAPITRE II_ LES CONDENSEURS	
II.1_ Généralités	23
II.1.1_ Définition.	23
II.1.2_ Rôle du condenseur.	23
II.1.3_ Vide au condenseur.	23
II.1.4_ Types de condenseurs	25

II.1.5_ Domaines d'emploi des condenseurs	25
II.1.6_ Fluide réfrigérant	26
II.2_ Etude théorique d'un condenseur par surface refroidi, à l'eau.	26
II.2.1_ Historique du condenseur par surface.	26
II.2.2_ Théorie du condenseur par surface.	27
II.3_ circulation des fluides	32
II.4_ Vitesse de circulation du fluide réfrigérant.	32
II.5_ Dimensions des tubes.	33
II.6_ Disposition des tubes.	33
II.7_ Aperçu sur le condenseur par mélange	36
II.7.1_ Principe du condenseur par mélange	36
II.7.2_ Calcul du débit d'eau de refroidissement.	36
II.7.3_ Avantages des condenseurs par mélange.	37
II.7.4_ Inconvénients des condenseurs par mélange.	37

CHAPITRE III - ETUDE THERMIQUE DU CONDENSEUR

III.1_ Calculs thermiques	38
III.1.1_ Débit d'eau de refroidissement	38
III.1.2_ Calcul de la puissance.	39
III.1.3_ Echauffement de l'eau.	39
III.1.4_ Température de sortie de l'eau de refroidissement.	40

III.1.5 - Ecart logarithmique	40
III.1.6 - Coefficient pratique de transfert global	40
III.2 - Surface d'échange	43
III.3 - Nombre de tubes	44
III.4 - Longueur des tubes entre plaques	45
III.5 - Remarques	45
III.6 - Calcul des diamètres des conduites	46
III.6.1 - Conduite de vapeur	46
III.6.2 - Conduite des condensats	48

CHAPITRE IV. ETUDE MECANIQUE

IV.1 - Calcul de l'épaisseur de la tôle	50
IV.2 - Calcul de la soudure	55
IV.2.1 - Assemblage par cordon d'angle	55
IV.2.2 - Calcul de la distance de racine	60
IV.2.3 - Calcul de la contrainte de comparaison	61

CHAPITRE V - REALISATION DU CONDENSEUR

V.1 - Calcul de la génératrice	69
V.2 - Calcul de l'angle au centre	69

CHAPITRE VI. DISCUSSION

VI.1 - Introduction	71
VI.2 - Appareillages auxiliaires	71

VI.2.1_ Mesure des températures	71
VI.2.2_ Mesure de la pression	72
VI.2.3_ Contrôle du débit d'eau de refroidissement.	72
VI.2.4_ Ejecteur d'air.	72
VI.2.5_ Nettoyage du condenseur.	73
VI.2.6_ Protection du condenseur.	73
VI.2.7_ Etanchéité.	74

ANNEXE

A_ Calcul des pertes de charge.	75
A.I_ Pertes de charge côté vapeur.	75
A.II_ Pertes de charge dans les tubes d'eau	75
A.II.1_ Calcul du nombre de REYNOLDS.	76
A.II.2_ Calcul de la perte de charge.	77
A.II.3_ Calcul du flux de chaleur perdue.	78
CONCLUSION.	85

ANNEXE

A_ Calcul des pertes de charge.	75
A.I_ Pertes de charge côté vapeur.	75

TABLE DES FIGURES

Fig.	Désignation	Page
1	Equilibre entre une vapeur et sa phase liquide.....	4
2	Croissance du film de condensat.....	9
3	Profils de vitesse et de température.	9
4	Variation du coefficient d'échange avec le nombre de REYNOLDS du condensat.	12
5	Influence de la présence de gaz non condensables sur le coefficient de transfert de chaleur. . .	14
6	Influence de la présence de gaz incondensables sur le coefficient de transfert de chaleur (cas particulier). . .	15
7	Echange de chaleur dans un condenseur.	30
8	Coefficient d'échange de base, K_0	41
9	Coefficient de correction métal-épaisseur, C_m . . .	41
10	Coefficient de correction de température d'entrée d'eau, C_t	45
11	Dispositions des tubes	34
12a	Saignées.	35
12b	Tracé de GINABAT.	35
13	Vitesse optimale de la vapeur en fonction de la pression au condenseur.	37

Fig.	Désignation	Page
14	Plaque rectangulaire mince, chargée uniformément	51
15	Section droite d'un cordon de soudure d'angle....	56
16	Contraintes moyennes ; n , t_{\perp} , t_{\parallel}	59
17	Assemblage de parois par cordon de soudure d'angle...	60

NOTATIONS UTILISEES

Certains symboles, en nombre restreint, peuvent avoir plus d'une signification. Mais ces différentes significations correspondent alors à des utilisations dans des chapitres indépendants, ce qui leur enlève tout risque d'ambiguïté.

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 partielle de la vapeur
P	N/m^2	Pression atmosphérique
T_f, T_e, T_s	$^{\circ}C$	Température : de sortie, d'entrée, de saturation
T_p	$^{\circ}C$	Température de la paroi
g	m/s^2	Accélération de la pesanteur
λ	$W/m \cdot ^{\circ}C$	Conductivité thermique
μ	$kg/m \cdot s$	Viscosité dynamique
ρ_v	kg/m^3	Masse volumique de la vapeur
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	vitesse moyenne du film de condensat
U	m/s	vitesse du film de condensat
l	m	largeur de la paroi, longueur des tubes
l_u	m	longueur utile du cordon de soudure
L_v	$Kcal/kg$	Chaleur latente de vaporisation
h_x	$W/m^2 \cdot ^{\circ}C$	Coefficient local d'échange de chaleur

Symboles	Unités	Appellations
\bar{h}	$W/m^2 \cdot ^\circ C$	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 tubes du faisceau.
D_i, D_e	m	Diamètre : intérieur, extérieur des tubes
σ	N/m^2	Tension superficielle
V_v	m/s	Vitesse de la vapeur
\dot{I}_v	KG/h	Débit de vapeur à condenser
H_v	$Kcal/kg$	Enthalpie de la vapeur
H_c	$Kcal/kg$	Enthalpie des condensats
K	$W/m^2 \cdot ^\circ C$	Coefficient global de transfert de chaleur
K_o	$W/m^2 \cdot ^\circ C$	Coefficient d'échange de base
C_m	—	Coefficient de correction métal-épaisseur
C_e	—	Coefficient de correction de T_e
C_s	—	Coefficient de salissure
S	m^2	Surface d'échange
Φ	KW	Flux de chaleur
ΔT_{LM}	$^\circ C$	Ecart logarithmique moyen de température
\dot{Q}_e	m^3/s	Débit d'eau de refroidissement
Z_1, Z_2, Z	mm	Pas
a^*	mm	Distance de racine d'un cordon de soudure
θ	—	Angle pour lequel le cisaillement est maximal
β	—	Coefficient
$\sigma_{\perp}, \sigma_{\parallel}$	N/m^2	Contrainte : normale, parallèle

Symboles	Unités	Appellations
σ_{adm}	N/m^2	Contrainte admissible du métal
R_r	N/m^2	Charge de rupture du métal
R_{el}	N/m^2	Contrainte d'élasticité du métal
δ	—	Coefficient de sécurité
e	mm	épaisseur de la tôle
β_1, β_2	—	Coefficient dépendant du rapport b/a
α	—	Coefficient dépendant du rapport b/a
f_e	mm	flèche
a	mm	hauteur du caisson du condenseur
b	mm	longueur du caisson du condenseur
c	mm	largeur du caisson du condenseur
V	m/s	Vitesse de l'eau dans les tubes
λ	—	Coefficient
t_{\perp}, t_{\parallel}	N/m^2	Contrainte moyenne : normale, parallèle
de_x	m	Accroissement d'épaisseur du film
dm_x	kg/h	Masse de condensat formée sur l'intervalle dx

INTRODUCTION

Lorsque l'on fait un projet de condenseur, bien qu'il soit intéressant et important d'analyser la nature fondamentale des processus d'écoulement et de transfert apparaissant dans la condensation, ces processus sont tellement complexes qu'il est généralement nécessaire d'avoir recours à des coefficients généraux. Les valeurs numériques appropriées doivent être déterminées à partir de l'expérimentation sur d'autres équipements de nature semblables.

Fréquemment, le condenseur apparaît dans une partie d'une installation thermique de production de la vapeur.

Du fait de l'accumulation de dépôts, les taux de transmission de chaleur obtenus en pratique sur une échelle industrielle sont généralement plus faibles que ceux obtenus au laboratoire avec des surfaces propres. Les échanges de chaleur en condensation jouent un grand rôle dans de nombreux processus industriels. Pour schématiser, on a pu dire que toute la vapeur produite dans l'industrie finit par aboutir, d'une manière ou d'une autre, dans un condenseur d'un type quelconque. Il est donc important de bien connaître ces phénomènes, de manière à être en mesure de définir convenablement les appareillages à mettre en œuvre.

Le but de ce projet consiste en l'étude et réalisation d'un mini condenseur de laboratoire pouvant condenser un débit de 50 KG/h de vapeur saturante à la pression de saturation de 0,1 bar.

CHAPITRE I

GENERALITES ET THEORIE DE LA CONDENSATION

I.1. Introduction

Une vapeur pure est en équilibre avec sa phase liquide si sa pression et sa température correspondent aux conditions de saturation P_s et T_s . Si une vapeur à l'état (P_v, T) vient en contact avec une paroi dont la température T_p est inférieure à celle de saturation T_s correspondant à P_v , une certaine masse de liquide se dépose sur la paroi froide. Si le liquide mouille cette surface, le condensat forme un "film continu". Ce type de condensation est le plus fréquent. Si à l'inverse, sous l'effet d'un "agent promoteur", le liquide ne mouille pas la surface, il se produit une "condensation en gouttes".

Le changement de phase s'accompagne de la libération d'une certaine quantité de chaleur qui transite vers la paroi froide à travers l'épaisseur de condensat déjà formé. Le coefficient d'échange à la surface de la paroi froide est donc d'autant plus élevé que cette épaisseur est plus réduite.

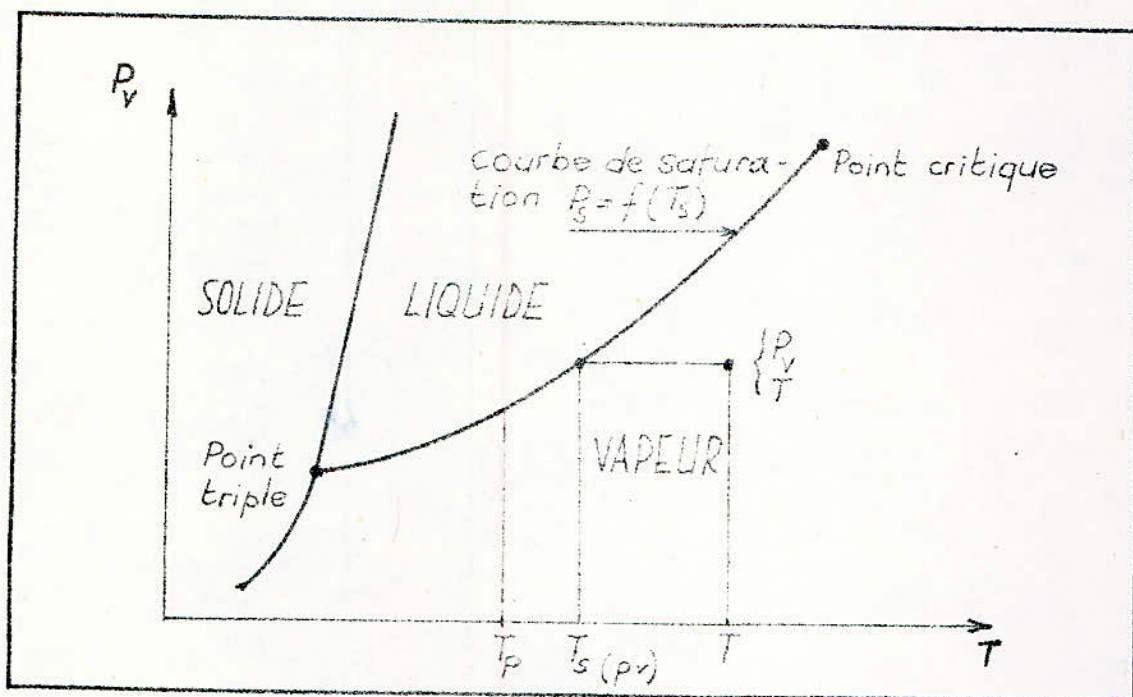


Fig. 1. Equilibre entre une vapeur et sa phase liquide

I.2. Différents types de condensation par surface.

I.2.1. Introduction.

Lorsqu'une vapeur saturée pure entre en contact avec une surface froide telle qu'un tube, elle se condense et peut former de petites gouttes de liquide à la surface du tube. Ces gouttelettes peuvent ne présenter aucune affinité pour la surface et elles tombent du tube laissant le métal nu, sur lequel d'autres gouttes peuvent alors se former. Lorsque la condensation a lieu suivant ce mécanisme, on l'appelle "Condensation en gouttes".

La plupart du temps, cependant, un film distinct peut

apparaître lorsque la vapeur se condense et reste accrochée au tube. La vapeur est alors obligée de se condenser directement sur le métal nu. Ce mode de condensation est dit : "Condensation par film".

Les deux mécanismes sont indépendants de la quantité de vapeur condensée par unité de surface.

L'étude de ces phénomènes a été entreprise par divers auteurs. Cependant, dans la majorité des cas, dans les condenseurs, c'est le processus de la condensation par film qui prévaut. Il est donc indispensable de calculer les coefficients de transfert dans ce cas, bien que la condensation en gouttes donne des résultats nettement supérieurs.

I.3. Condensation par film.

La condensation par film paraît simple grâce à l'analyse suivante de NUSSELT, concernant la condensation sur une surface verticale.

I.3.1. Condensation par film sur une paroi verticale

I.3.1.1. Modèle théorique fondamental (Equation de NUSSELT)

Les hypothèses fondamentales sont les suivantes :

- a) - La vapeur est une "vapeur pure, au repos, saturée" à la température de saturation T_s correspondant à la pression P_f d'alimentation de l'enceinte.

b). La température T_p de la paroi est constante sur toute sa surface et le phénomène est permanent (i.e. les paramètres en chaque point sont indépendants du temps).

c). Le film liquide s'écoule vers le bas sous l'effet de la force de pesanteur et son épaisseur reste suffisamment faible pour que le régime d'écoulement dans le film soit laminaire.

d). En se condensant, la vapeur libère sa chaleur latente de vaporisation et le liquide formé est refroidi à une température inférieure à T_s . La chaleur ainsi dégagée se transmet à la paroi par conduction à travers le film.

Le volume $l \cdot dx \cdot dy$ (Fig. 2) est en équilibre sous l'effet de la force de pesanteur (diminuée de la poussée d'Archimède due à la vapeur) et des contraintes tangentielles de viscosité. On a donc, selon l'axe x :

$$(\rho_l - \rho_v) g \cdot l \cdot dx \cdot dy + \left(\mu_l \cdot l \cdot dx \frac{dU}{dy} \right)_{y+dy} - \left(\mu_l \cdot l \cdot dx \frac{dU}{dy} \right)_y = 0 \quad (1)$$

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 substituant dans (1) et après simplification, on obtient :

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

où les indices l et v se réfèrent respectivement aux phases liquide et vapeur.

En intégrant deux fois de suite la relation (2), et tenant compte des conditions :

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

et

$$U = 0 \text{ pour } y = 0,$$

On trouve l'expression donnant le Profil de vitesse dans le film du condensat (Fig. 3) :

$$U(y) = \frac{(P_l - P_v) \cdot g}{\mu_l} \left[e_x \cdot y - \frac{y^2}{2} \right] \quad - (3) -$$

On en tire le "Débit massique \dot{m}_x " par unité de largeur de paroi, à l'abscisse x .

$$\dot{m}_x = \frac{g P_l (P_l - P_v)}{3 \mu_l} \cdot e_x^3 \quad (4)$$

La masse du condensat $d\dot{m}_x$, formée sur l'intervalle dx , entraîne donc un accroissement de_x d'épaisseur du film, tel que :

$$\frac{d\dot{m}_x}{dx} = \frac{g P_l (P_l - P_v)}{\mu_l} \cdot e_x^2 \frac{de_x}{dx} \quad (5)$$

avec :

P_l = masse volumique du condensat

P_v = masse volumique de la vapeur

g = Accélération de la pesanteur

e_x = épaisseur du film de condensat mesurée à la distance x du bord supérieur de la surface.

Le dégagement de chaleur correspondant à $d\dot{m}_x$ est égal

à :

$$dQ = L'_v \cdot d\dot{m}_x \quad (6)$$

avec $L'_v = L_v + 0,68 C_p (T_s - T_p)$,

où : L_v désigne la chaleur latente de vaporisation de la vapeur considérée

C_p - Chaleur spécifique à pression constante

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

$$\frac{dQ}{ds} = \frac{\lambda_e}{e_x} (T_s - T_p) = L'_v \frac{d\dot{m}_x}{dx} \quad (7)$$

L'Élimination de $d\dot{m}_x$ entre les relations (5) et (7) donne l'expression de l'épaisseur e_x :

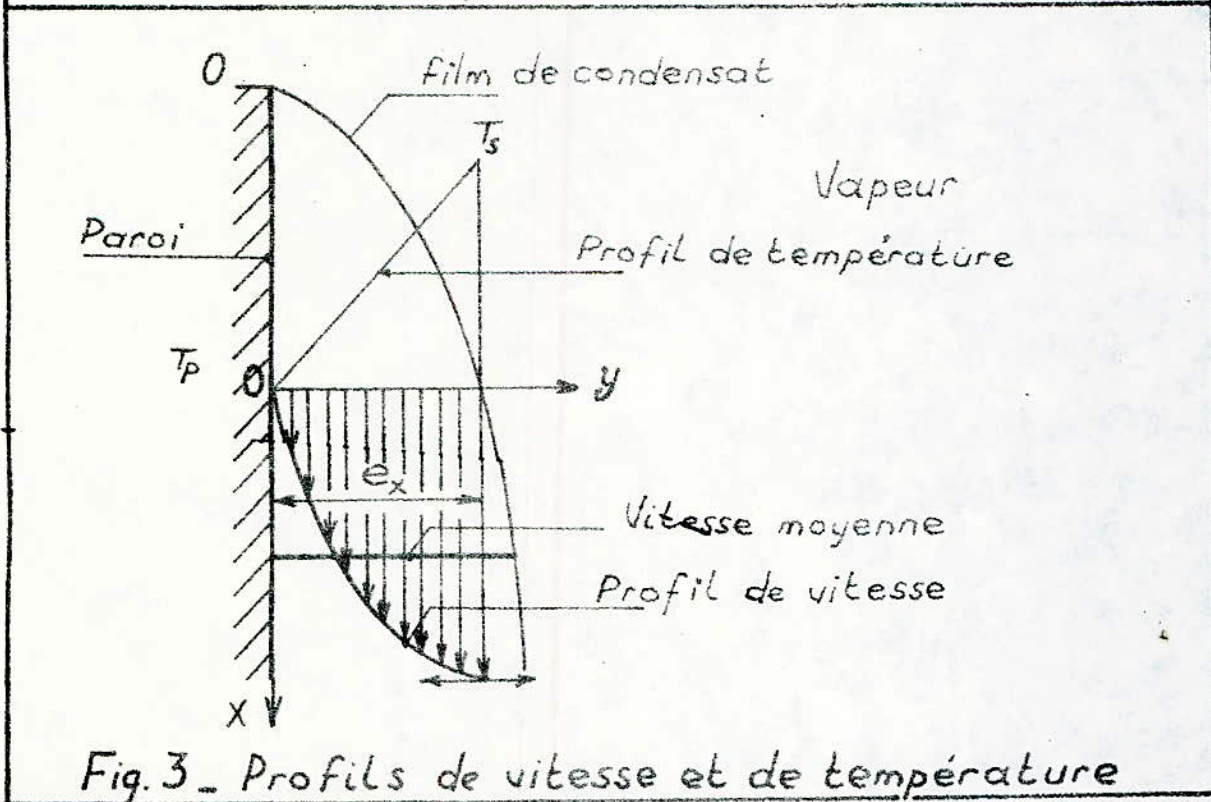
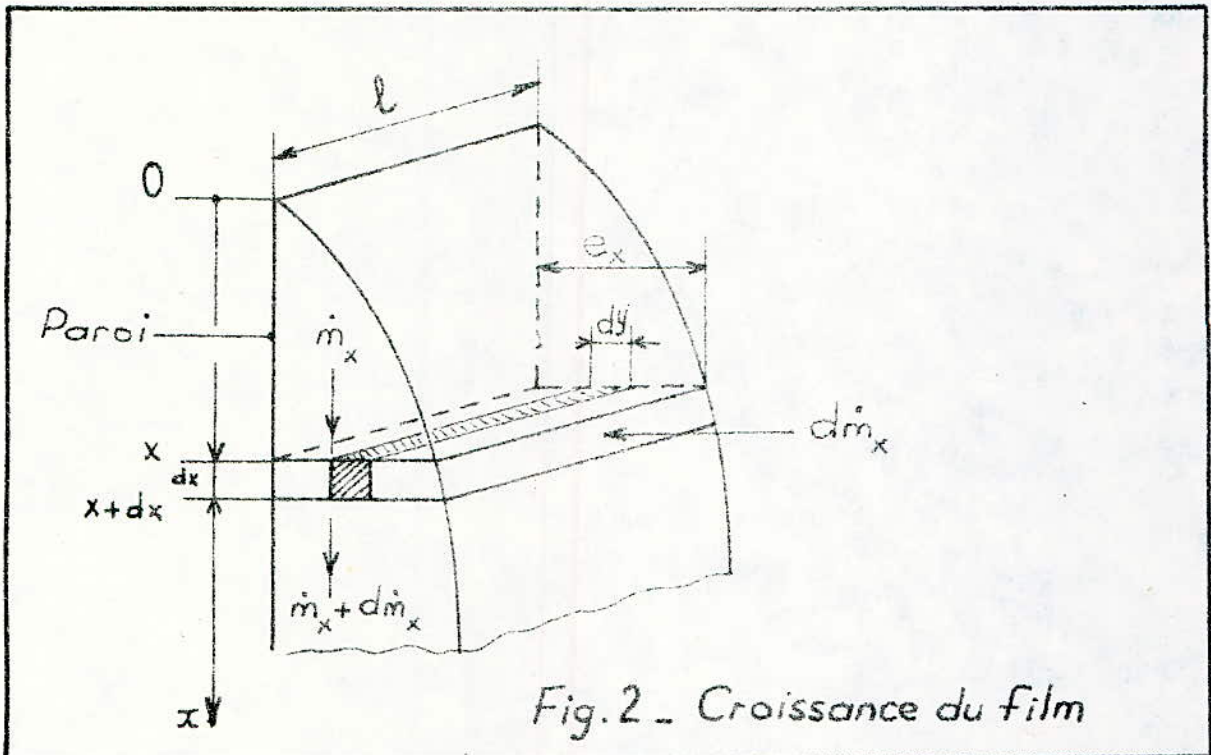
$$e_x = \left[\frac{4 \mu_e \cdot \lambda_e \cdot x (T_s - T_p)}{g \rho_e (\rho_e - \rho_v) L'_v} \right]^{1/4} \quad (8)$$

où :

μ_e - Viscosité dynamique du film de Condensat

λ_e - Conductivité thermique du film de Condensat.

x - distance à laquelle l'épaisseur est mesurée à partir du bord supérieur de la surface



Le coefficient local d'échange est égal à :

$$h_x = \frac{\lambda_l}{e_x} = \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) L'_v \lambda_l^3}{4 \mu_l x (T_s - T_p)} \right]^{1/4} \quad (9)$$

On remarque que :

- h_x diminue lorsque l'abscisse x et donc l'épaisseur du film augmentent.
- h_x diminue également lorsque $(T_s - T_p)$ augmente : Ceci est aussi le résultat de l'augmentation d'épaisseur du film qui est due elle-même à l'augmentation de la vitesse de condensation.

La valeur moyenne \bar{h} du coefficient d'échange pour une vapeur se condensant sur une paroi de hauteur H est égale à :

$$\bar{h} = \frac{1}{H} \int_0^H h_x dx = \frac{4}{3} [h_x]_{x=H}$$

Soit :

$$\bar{h} = 0,943 \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g L'_v \lambda_l^3}{\mu_l H (T_s - T_p)} \right]^{1/4} \quad (10)$$

Cette relation a été obtenue par NUSSELT en 1916.

• Forme adimensionnelle de la formule de NUSSELT.

Dans de nombreux cas (vapeur d'eau notamment, loin de la température critique) la différence $(\rho_l - \rho_v)$ peut être assimilée à ρ_l .

Il est commode d'introduire le nombre de REYNOLDS du film de condensat. On le définit comme étant le produit :

$\frac{\bar{U}_e \cdot D_e}{\lambda_e}$, où : \bar{U}_e est la vitesse moyenne dans le film

D_e est le diamètre hydraulique du film, et

est égal à : $D_e = 4 \cdot e_x$; on vérifie que :

$$Re_x = \frac{4 \rho_e \bar{U}_e \cdot e_x}{\mu_e} = 4 \frac{\dot{m}_x}{\mu_e} = \frac{4}{3} \frac{g \rho_e^2}{\mu_e^2} \cdot e_x^3 \quad (11)$$

Or ; $e_x = \frac{\lambda_e}{h_x}$, donc la relation (11) s'écrit :

$$\frac{\rho_e}{\lambda_e} \left(\frac{\nu_e^2}{g} \right)^{1/3} = 1,1 \cdot Re_x^{-1/3}$$

Soit un coefficient moyen d'échange défini par :

$$\frac{\bar{h}}{\lambda_e} \left(\frac{\nu_e^2}{g} \right)^{1/3} = 1,47 \cdot Re^{-1/3} \quad (12)$$

où :

Re = nombre de REYNOLDS atteint dans le film au pied de la paroi.

D'Après la relation (11), le nombre de REYNOLDS est directement accessible à partir du débit massique de condensat et les paramètres qui définissent l'état du film peuvent toujours être estimés de manière plus ou moins approchée.

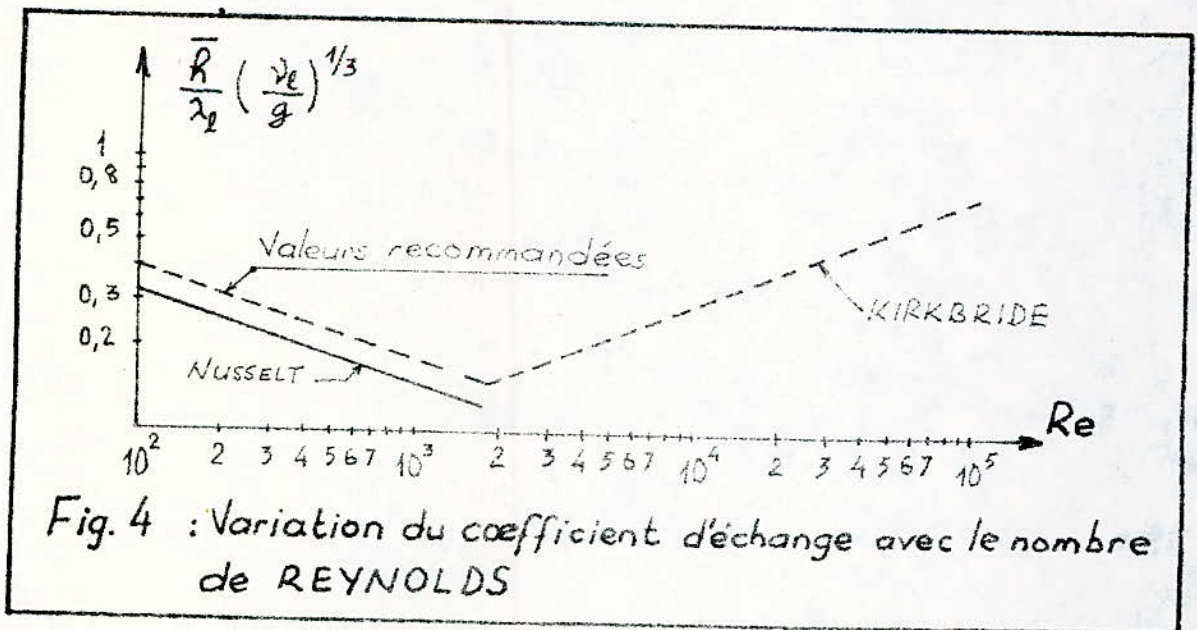
I.3.1.2. Variation du coefficient de transfert avec le nombre de REYNOLDS du film de condensat.

L'Écoulement dans le film reste laminaire jusqu'à un

nombre de REYNOLDS d'environ 1800. Toutefois, bien avant cette valeur, la surface du film est marquée par une ondulation qui est causée par la tension superficielle et qui tend à augmenter légèrement le coefficient d'échange. Lorsque le régime d'écoulement devient turbulent ($Re \approx 1800$), les échanges de chaleur à l'intérieur du film sont considérablement accrus. On peut alors retenir, comme formule de base, la relation donnée par KIRKBRIDE :

$$\frac{\bar{h}}{\lambda_l} \left(\frac{\nu_l^2}{g} \right)^{1/3} = 0,0077 Re^{0,4} \quad (13)$$

Cette relation n'est valable que pour la zone turbulente du film. Elle devra donc éventuellement être complétée par la formule de NUSSELT pour la zone laminaire.



• Remarques concernant la formule de NUSSELT

1. Le terme $0,68 C_p (T_s - T_p)$ qui apparaît dans l'expression de L'_v correspond au refroidissement du condensat à une température inférieure à T_s . Toutefois, ce terme, tout comme la poussée d'Archimède dont nous avons tenu compte dans les relations (1) à (10), ne devient important qu'au voisinage de la température critique, c'est-à-dire aux pressions élevées, puisque L_v tend alors vers zéro.

2. Un paramètre qui n'apparaît pas est la résistance thermique au contact vapeur-condensat. Cette résistance, négligeable dans le cas de la vapeur d'eau, peut, dans le cas de matériaux à haut point d'ébullition, ~~devenir~~ devenir considérable; c'est le cas du sodium par exemple.

I.3.1.3. Variation du coefficient d'échange avec la vitesse de la vapeur.

Dans un condenseur, la vapeur est la plupart du temps animée d'une certaine vitesse qui donne naissance à une tension de cisaillement à la surface libre du film. L'épaisseur de celui-ci est alors diminuée ou augmentée selon que cette tension s'exerce vers le bas ou vers le haut. Cette influence n'est toutefois sensible que pour des vitesses assez importantes (de l'ordre de 100 m/s) ou lorsque la condensation se produit

à l'intérieur des tubes. Si la vitesse de la vapeur n'est pas nulle, il n'y a pas d'accumulation de gaz non condensables.

I.3.1.4. Influence des gaz incondensables.

Considérons le cas de la vapeur d'eau contenant de l'air. A pression totale donnée, la présence de l'air diminue la pression partielle de la vapeur (Fig. 5), soit sa pression de saturation et donc sa température de saturation. T_s diminue, soit $(T_s - T_p)$ et donc l'échange se fait moins bien. Par conséquent, cela impose, pour évacuer une même quantité de chaleur, une surface d'échange plus grande.

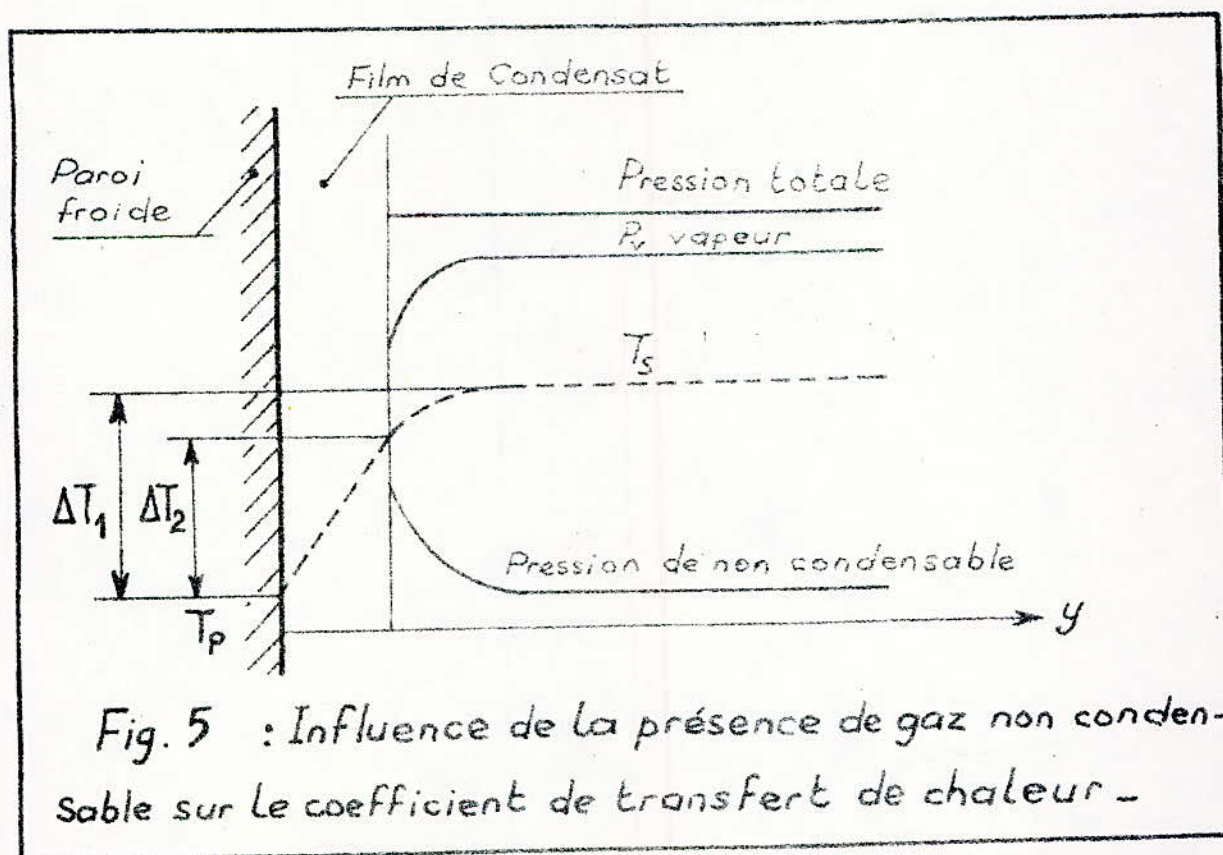


Fig. 5 : Influence de la présence de gaz non condensable sur le coefficient de transfert de chaleur -

La Fig. 6 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.

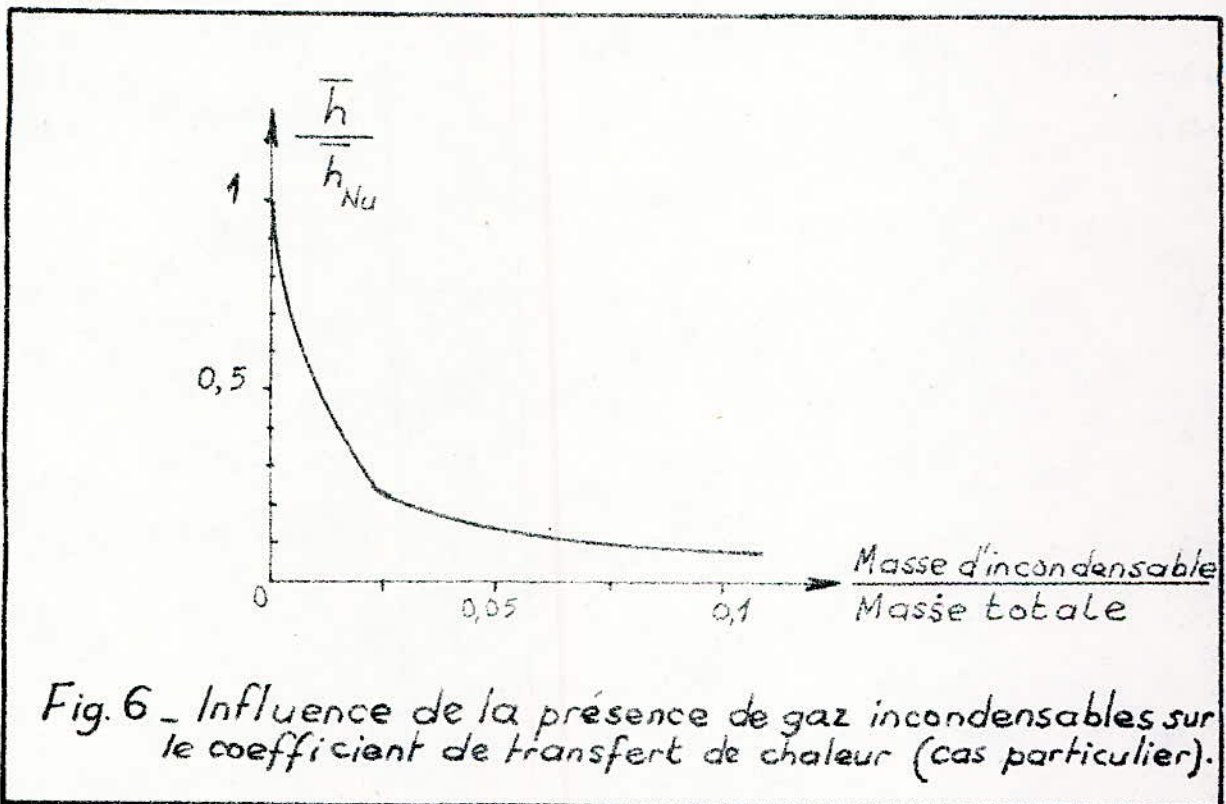


Fig. 6 - Influence de la présence de gaz incondensables sur le coefficient de transfert de chaleur (cas particulier).

L'Effet de gaz non condensables est plus accentué si la vitesse d'écoulement de la vapeur est nulle.

I.3.1.5 - Effet de la turbulence.

On peut facilement obtenir des quantités de condensation telles que le nombre de REYNOLDS dépasse la valeur critique (1800)

pour laquelle une turbulence commence à se produire, lors que la condensation se produit par film sur un tube vertical de grande taille ; ce n'est pas le cas avec des tubes horizontaux dans lesquels la hauteur de condensation est par définition petite ($\pi \cdot D_e / 2$). Etant donnée la turbulence qui s'établit dans la couche du condensat de la partie la plus basse du tube, le coefficient moyen d'échange pour la totalité du tube doit se trouver supérieur à celui prévu par la relation (12).

I.3.1.6 - Effet de la vitesse de la vapeur.

Au moment de la séparation vapeur-condensat, lorsque la vitesse de la vapeur non condensée est importante par rapport à la vitesse du condensat, étant donné le frottement entre la vapeur et le film de condensat, la vitesse de la vapeur influe sur la vitesse et l'épaisseur du film de condensat, et en conséquence sur le coefficient d'échange. Ainsi un écoulement de vapeur dirigé vers le haut de tubes verticaux tend à augmenter l'épaisseur du film et, avec des vitesses de vapeur élevées, le condensat peut être rejeté au-delà du sommet du condenseur. Pour éviter cet incident, il peut être nécessaire d'employer un certain nombre de petits condenseurs à reflux disposés en parallèle au lieu d'un grand condenseur de section de passage limitée.

I.3.2 - Condensation par film à l'extérieur des tubes horizontaux.

Par un raisonnement semblable à celui qui concerne une paroi verticale, NUSSELT a obtenu la valeur du coefficient moyen d'échange de chaleur pour un tube horizontal. Le résultat s'écrit :

$$\bar{h} = 0,728 \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g L'_v \lambda_l^3}{\mu_l D_e (T_s - T_p)} \right]^{1/4} \quad - (14) -$$

ou encore sous forme adimensionnelle :

$$\frac{\bar{h}}{\lambda_l} \left(\frac{\lambda_l^2}{g} \right)^{1/3} = 1,2 Re^{-1/3} \quad - (15) -$$

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

$$Re = 4 \frac{\dot{m}/2}{\mu_l} = 2 \frac{\dot{m}}{\mu_l}$$

avec :

\dot{m} - masse totale de condensat formé par unité de longueur du tube.

Dans le cas d'un tube isolé, l'épaisseur reste suffisamment faible pour que le régime d'écoulement du film soit toujours laminaire. Et, dans celui d'un rideau isolé formé de n tubes horizontaux superposés, il suffit de remplacer dans l'expression (14) le diamètre D_e par le produit $n \cdot D_e$, soit :

$$\bar{h} = 0,728 \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g L'_v \lambda_l^3}{\mu_l n D_e (T_s - T_p)} \right]^{1/4} \quad - (15) -$$

Si le régime d'écoulement du film de condensat reste laminaire malgré l'augmentation de surface de la paroi.

Les résultats fournis par cette équation s'avèrent cependant en général inférieurs aux valeurs du coefficient d'échange obtenues expérimentalement. On peut dire que :

- Tout d'abord, le film de condensat s'écoulant d'un tube à un autre contribue en partie à la surface de condensation et il convient de multiplier la valeur de \bar{h} tirée de (15) par le coefficient :

$$1 + 0,2 (n-1) \frac{C_p (T_s - T_p)}{L_v} , \quad \text{-(16)-}$$

et ensuite, l'écoulement de condensat d'un tube à l'autre s'avère très irrégulier : un clapotis et des éclaboussures se produisent et favorisent la turbulence du film formé aux étages inférieurs. En fait, cette turbulence est plutôt assimilée à une perturbation de l'écoulement du film de condensat.

I.3.3_ Condensation de vapeur au repos sur des tubes horizontaux.

On entend par vapeur au repos une vapeur dont la vitesse est considérée comme nulle, quoique pouvant atteindre quelques mètres par seconde par opposition à la vapeur en mouvement où les vitesses sont de l'ordre de 50 m/s, voir davantage.

Soit D_e : le diamètre extérieur du cylindre sur lequel se fait la condensation. Dans le cas de n tubes placés dans un même plan vertical les uns au-dessus des autres, ($n=1,2,\dots$), Mc ADAMS donne la relation :

$$\bar{h} = 0,728 \left[\frac{\rho^2 g L_v \lambda^3}{\mu \eta D_e (T_s - T_p)} \right]^{1/4} \quad \text{-(17)-}$$

Elle peut-être également modifiée en tenant compte de la poussée d'Archimède, de la non linéarité du profil de température et de l'importance de la chaleur spécifique à pression constante C_p .

La chaleur échangée est :

$$\phi = \bar{h} \cdot n \pi D_e \ell (T_s - T_p) \quad \text{-(18)-}$$

où : ℓ - longueur, la même, de chaque tube

ϕ est proportionnel à $(T_s - T_p)^{3/4}$.

I.4 - Condensation en gouttes.

Ce phénomène est mal connu. On a affaire, en un même point, au contact entre un solide (la surface), un liquide (l'eau condensée) et un gaz (la vapeur).

ENCKEN (1937) et EMMONS (1939) ont établi qu'une condition nécessaire à la condensation en gouttes est que la tension superficielle entre le solide et le gaz, σ_{sg} , soit largement supé-

rieure à la somme des tensions superficielles entre solide et liquide, et entre liquide et gaz, σ_{sl} et σ_{lg} ; soit :

$$\sigma_{sg} \ll \sigma_{sl} + \sigma_{lg} \quad - (19) -$$

D'Autres conditions sont nécessaires également : faible taux de condensation, faible viscosité du condensat et surface très lisse. On ne trouve pas de métal permettant de réaliser toutes ces conditions.

I.4.1. Intérêt de la condensation en gouttes.

L'intérêt majeur de la condensation en gouttes réside dans le fait qu'elle permet d'obtenir des coefficients de transfert élevés par suite de l'élimination de la résistance thermique introduite par le film, atteignant 10 à 80 fois ceux qui sont prévus par la formule de NUSSELT.

La condensation en gouttes ne se produit qu'en présence d'une surface hydrophobe. En général, sauf en des zones où il peut intervenir accidentellement et de manière temporaire, ce type de condensation doit être provoqué à l'aide d'un "Promoteur"

Dans ce but, plusieurs méthodes sont utilisées ;

- L'Introduction dans la phase vapeur d'un produit organique hydrophobe ,
- Le dépôt sur le tube de condensation d'un produit de même type sous forme liquide ou pâteuse ,
- Le revêtement de la surface par un matériau hydrophobe

solide doué d'une bonne adhérence sur le métal support.

I.4.2 - Qualités d'un promoteur organique :

Les qualités d'un promoteur organique doivent être sa faible solubilité dans l'eau (pour la condensation de vapeur d'eau), sa faible toxicité, sa bonne adhérence sur le support, son fort caractère hydrophobe et son action prolongée.

Les produits généralement utilisés sont : les huiles minérales, les acides gras et leurs sels ou les cires. On cite en particulier le benzyl mercaptan et l'acide oléique. Cependant, leur activité est peu durable (très inférieure à 1000 heures) et la surface doit être régénérée fréquemment. Ceci est à l'origine de l'idée d'introduire ces produits dans la phase vapeur elle-même.

I.4.3 - Types de revêtements solides.

On distingue deux types de revêtements solides que l'on peut qualifier de promoteurs permanents en raison de leur durée de vie :

1) - Les métaux nobles : à la suite d'études approfondies de la mouillabilité des métaux par l'eau, on a reconnu de façon à peu près certaine le caractère hydrophobe de l'argent, du palladium, du platine et de l'or. Ces métaux sont déposés par voie électrolytique en épaisseurs inférieures au micron. Cependant le

coût de ce traitement est élevé car ses matériaux sont chers.

- 2) - Les résines polymérisées : Deux polymères permettent de promouvoir la condensation en gouttes pendant des durées supérieures à 3000 heures : le Polytétrafluoréthylène ou téflon et le paraxylène ou parylène N. Cependant ces matériaux présentent l'inconvénient d'être mauvais conducteurs de la chaleur, aussi doivent-ils être déposés en couche très mince par vaporisation sous vide (parylène N) ou usinés par abrasion après dépôt (téflon).

CHAPITRE II

LES CONDENSEURS

II.1. GENERALITES.

II.1.1. Définition : On a coutume de désigner par Condenseur un appareil dont la fonction principale est de condenser une certaine vapeur, le réchauffage obligatoire du fluide froid auxiliaire n'étant qu'une conséquence (parfois nuisible), par opposition aux échangeurs de chaleur (réchauffeurs) où la condensation de la vapeur n'est qu'un moyen d'obtenir le but désiré : le réchauffage d'un certain fluide.

II.1.2 - Rôle du condenseur. Le rôle du condenseur est double:

a) - Récupérer sous forme liquide la vapeur qui vient de se détendre dans la turbine ; il s'agit en effet d'une eau très pure, conditionnée chimiquement, qu'il ne faut pas perdre,

b) - Assurer la source la plus froide possible en fin de détente conformément au deuxième principe de la thermodynamique.

II.1.3 - Vide du condenseur. La condensation étant un phénomène diphasique, la température de saturation T_s de la vapeur à laquelle a lieu la condensation, fixe en première

approximation la pression au condenseur. En fait, la présence d'air dans un condenseur accroît celle-ci. La présence d'air et de gaz non condensables en général nuit aux échanges thermiques. Il est alors indispensable de l'extraire en permanence car on ne peut éviter les entrées d'air par ailleurs: au condenseur même, dans les circuits d'extraction d'eau condensée jusqu'à la pompe d'extraction, etc.

Les pertes de charge pouvant être considérées comme nulles dans le condenseur, la pression absolue P_t est constante, et égale à :

$$P_t = P_v + P_a$$

avec: P_v = pression partielle de la vapeur,
 P_a = pression partielle d'air.

En suivant son trajet, on constate que l'eau de refroidissement s'échauffe. A échange thermique égal, la température de vapeur augmente également. Donc P_v augmente et P_a diminue. La pression d'air est maximale dans la partie froide du condenseur. C'est là qu'on l'extraira après l'avoir refroidi pour diminuer son volume et aspirer le minimum de vapeur. Dans la partie chaude on considère généralement qu'il n'y a plus d'air.

Le vide est défini comme étant la différence entre

la pression atmosphérique P et la pression absolue P_t dans le condenseur, soit :

$$\text{Vide} = P - P_t$$

Il convient de noter aussi que l'indicateur de vide ou vacuomètre est gradué en % soit :

$$\text{Vide en \%} = \frac{P - P_t}{P} \quad \text{-(20)-}$$

La pression atmosphérique est prise, selon le cas, égale à celle existant à l'endroit du condenseur ou égale à la pression atmosphérique normale : 1013 mbar ou 760 mm de Hg.

II.1.4. Types de Condenseurs. Il existe deux types différents de condenseurs, notamment :

- les condenseurs par surface où il n'y a pas de contact entre la vapeur à condenser et le fluide réfrigérant, la surface d'échange s'interposant entre les deux. La vapeur se condense sur la paroi extérieure des tubes dans lesquels circule le fluide réfrigérant.

- les condenseurs par mélange où, comme l'indique leur nom, il y a mélange total entre la vapeur à condenser et le fluide réfrigérant.

II.1.5. Domaines d'emploi des condenseurs : Les grands domaines d'emploi des condenseurs sont :

- La production de l'énergie,

- L'Industrie chimique,
- La Technique du froid.

II.1.6 - Le fluide réfrigérant. Pour condenser une vapeur saturée, il faut soutirer à cette vapeur une certaine quantité de chaleur dite : chaleur de vaporisation, et la céder à une source froide. Un condenseur aura donc besoin d'une source froide qui sera, dans le cas le plus général, un liquide bon marché. Etant donnés les débits calorifiques mis en jeu, il s'est avéré que la source froide la moins chère était l'eau, mais on utilise aussi l'air comme réfrigérant. Les fluides réfrigérants sont classés comme suit :

- l'eau douce (rivière),
- l'eau de mer,
- l'air.

II.2 - ETUDE THEORIQUE D'UN CONDENSEUR PAR SURFACE REFROIDI A L'EAU.

II.2.1 - Historique du condenseur par surface. Le condenseur par surface remonte à WATT, qui en a construit, en 1765, un modèle conservé au "Science Museum" de Londres. Ce modèle bien complet avec sa pompe à air, comporte 140 tubes, dans lesquels circule l'eau de refroidissement.

L'idée fut reprise par HALL, qui construisit, en 1837,

un condenseur pour machine marine. Bien qu'il ressemble aux appareils actuels, devenus indispensables, sauf en ce que c'est la vapeur, et non l'eau de refroidissement, qui circule dans les tubes, le condenseur de HALL ne se répandit pas et demeurera longtemps ignoré. Un fait de ce genre n'est pas unique dans l'histoire des machines. D'une part, certaines difficultés dans la construction ou l'emploi des appareils, en réalité secondaires, sont considérées comme insurmontables; d'autre part, les conditions anciennes de marche ne rendaient pas aussi nécessaires qu'aujourd'hui certains appareils.

II.2.2. Théorie du condenseur par surface.

II.2.2.1. Grandeurs et Paramètres fondamentaux.

Le problème, dans un condenseur, réside dans la condensation d'une vapeur, à une certaine pression donc à une certaine température dite : température de saturation. Il est donc entendu que dans un condenseur à eau, aussi bien la phase vapeur que la phase liquide se trouveront à la température de saturation correspondant à la pression régnant dans l'enceinte. Cette hypothèse est uniquement destinée à faciliter les calculs.

En fait, un condenseur est un appareil essentiellement hétérogène. En effet, en supposant la vapeur saturée, cette vapeur contient toujours une

certaine quantité de gaz incondensables (en grande partie de l'air). Au fur et à mesure que la vapeur se condense, la pression partielle de la vapeur varie et la vapeur se condensera à la température de saturation correspondant à la pression partielle de la vapeur (Loi de DALTON).

En outre, dans le cas de centrales thermiques, il existe toujours une certaine perte de charge entre la bride d'échappement de la turbine et le bas du condenseur. Par conséquent, la pression totale est variable le long du trajet de la vapeur, et la pression partielle également. Ceci entraîne deux conséquences :

— La variation de pression totale due à la perte de charge entraîne une pression globale de condensation plus basse, donc une température de saturation plus basse. La perte de charge peut atteindre 7 à 8 mbars, ce qui correspond à une perte de température de saturation de l'ordre de $1,5^{\circ} + 2^{\circ}\text{C}$. Par conséquent, il est indispensable que la différence théorique entre T_s et T_f (température de sortie de l'eau soit supérieure à cette chute, faute de quoi l'échange serait impossible ;

— La variation de pression partielle de la vapeur entraîne une condensation à une température plus faible que la température de saturation théorique. Ceci est à éviter. En principe, on admet un sous refroidissement de $0,5^{\circ}\text{C}$ dans un condenseur, d'où la nécessité d'éliminer au maximum les incondensables.

Les paramètres régissant l'échange sont :

- a)- La température de saturation (T_s) de la vapeur qui est une donnée correspondant à la pression de service du condenseur ;
- b)- La température d'entrée d'eau (T_e) : c'est une donnée dépendant des conditions naturelles de l'eau ;
- c)- Le débit de vapeur à condenser (\dot{I}) : c'est la troisième donnée fondamentale ;
- d)- La température de sortie d'eau (T_f) : elle dépend du débit d'eau dont on peut disposer, compte tenu du flux calorifique à extraire, mais cette température de sortie d'eau ne doit jamais être prise trop proche de la température de saturation.
- e)- Le coefficient de transfert (K) : De très nombreuses études ont été consacrées au calcul des coefficients de transfert ou d'échange en condensation.

• Si nous appelons "Écart caractéristique ou pincement" ΔT_2 (Fig. 7) la différence entre la température de saturation T_s et la température de sortie d'eau T_f , l'expérience nous enseigne que cette valeur est extrêmement importante pour le dimensionnement du condenseur. Expérimentalement, on peut dire qu'il est souhaitable que cette valeur ne tombe jamais au-dessous de 3°C pour les raisons exposées précédemment.

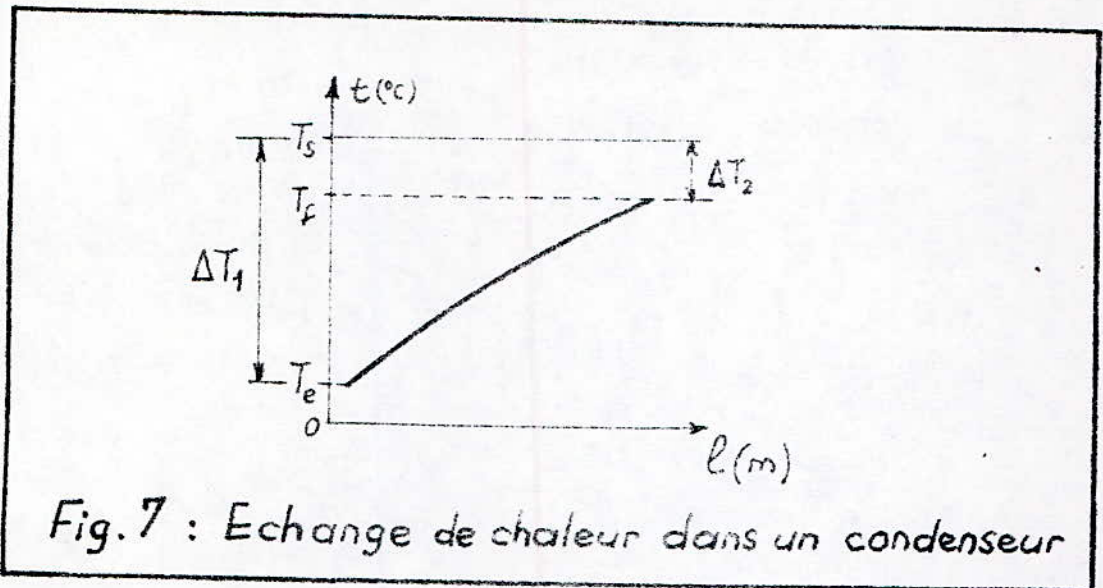


Fig. 7 : Echange de chaleur dans un condenseur

II.2.2.2 - Coefficient de transfert théorique externe aux tubes.

La plupart des auteurs donnent pour valeur du coefficient de transfert d'une vapeur saturée pure, sur des tubes horizontaux, la valeur:

$$h = 0,725 \left[\frac{\lambda_f^3 \cdot H_v \cdot \rho_f^2 \cdot g}{D_e \mu_f (T_s - T_p)} \right]^{1/4} \quad - (21) -$$

Avec :

D_e - Diamètre extérieur du tube [m],

g - Accélération de la pesanteur [m/s^2],

H_v - Enthalpie de la vapeur [kcal/kg],

λ_f - Conductivité thermique du condensat à la température du film [$kcal/l.m.^{\circ}C$],

ρ_f - Densité du film du condensat [kg/m^3],

μ_f - Viscosité dynamique du film du condensat [$kg/l.m.$].

• Pour une condensation sur des tubes verticaux, on trouve :

$$k = 0,943 \left[\frac{\lambda_f^3 \cdot H_v \cdot \rho_f^2 \cdot g}{l \cdot \mu_f \cdot (T_s - T_p)} \right]^{1/4} \quad \text{---(22)---}$$

Avec :

l - Longueur du tube [m].

II.2.2.3 - Coefficients pratiques dans le cas des condenseurs.

Les relations théoriques précédentes ne sont guère employées dans le calcul des condenseurs et sont plus particulièrement réservées au calcul des échangeurs (réchauffeurs, etc.). Dans la pratique on a coutume de calculer les condenseurs suivant les formules simples données par le "Heat Exchange Institute". Ces formules donnent le coefficient K de transfert global en kcal/h.m².°c pour la condensation de vapeur d'eau, dans un condenseur refroidi à eau. On a :

$$K = K_0 \cdot C_m \cdot C_e \cdot C_s \cdot \sqrt{V} \quad \text{---(23)---}$$

Avec :

C_m - Coefficient de correction pour épaisseur et matières des tubes, & (Fig. 9)

C_s - coefficient de salissure

C_e - coefficient de correction de température d'entrée d'eau T_e (Fig. 10)

V - Vitesse de l'eau dans les tubes [m/s]

K_0 - Coefficient de base fonction du diamètre extérieur des tubes, D_e (Fig. 8)

Les coefficients de salissure sont variables et dépendent principalement de la nature de l'eau de réfrigération. C_s peut aller de 0,5 à 1 (pas de salissure dans le cas d'un nettoyage continu).

II.3. Circulation des fluides.

Généralement si l'un des fluides a tendance à encrasser sa surface d'échange plus rapidement que l'autre, il doit circuler à l'intérieur des tubes, pour que l'on puisse nettoyer facilement la surface intérieure sans démonter le faisceau tubulaire. Si les deux fluides sont aussi peu encrassants et que l'un des deux se trouve sous une pression élevée, il doit circuler à l'intérieur des tubes pour éviter la dépense d'un corps résistant à la pression. Lorsqu'un seul des deux fluides est corrosif, il doit circuler à l'intérieur des tubes pour éviter la dépense d'un métal spécial tant pour le corps que pour le tube.

II.4. Vitesse de circulation du fluide réfrigérant.

La vitesse du fluide réfrigérant dans les tubes du condenseur influe sur le coefficient de transmission de chaleur et sur la surface d'échange nécessaire. Pourtant, l'augmentation des vitesses accroît la résistance que le fluide (l'eau) rencontre

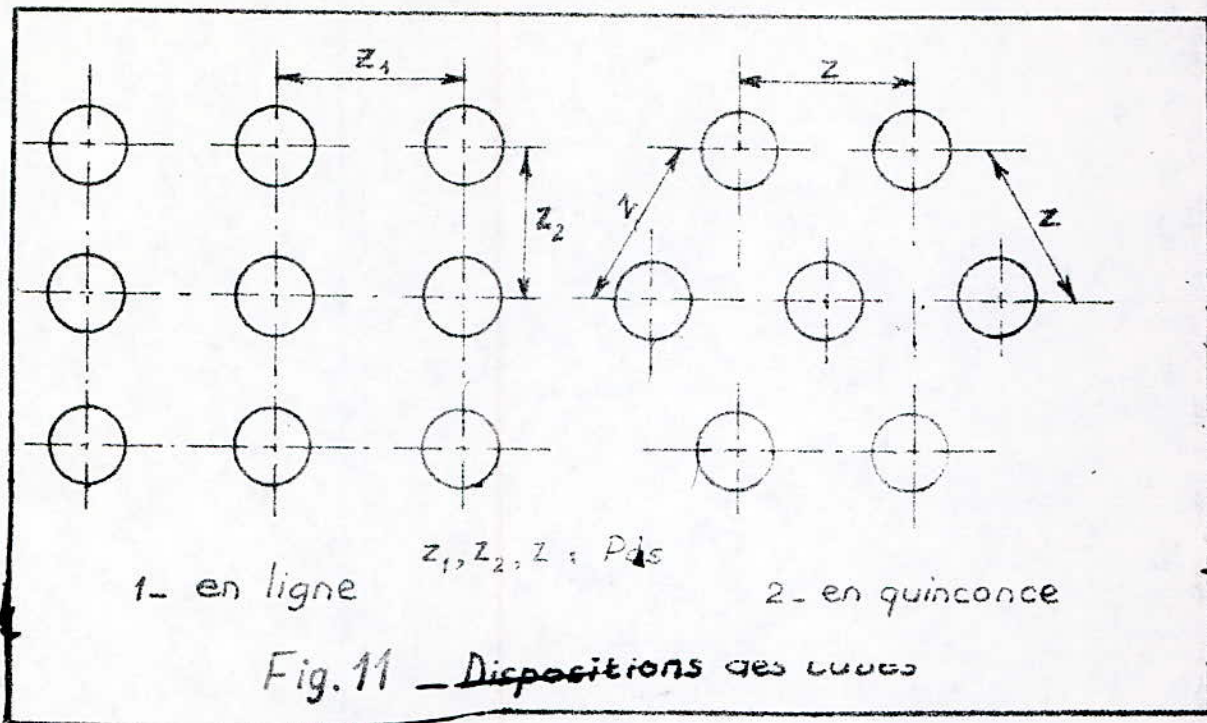
dans le condenseur, ce qui limite considérablement les vitesses utilisées. La limitation des vitesses de l'eau est en outre imposée par le risque de corrosion des tubes sous l'effet des jets d'eau de réfrigération. Les valeurs de la vitesse de circulation du fluide de réfrigération les plus usuelles sont de 1,6 à 2,5 m/s. Pour des vitesses inférieures à 1 m/s, on ne peut espérer une répartition uniforme de l'eau de réfrigération dans les tubes.

II.5 - Dimensions des tubes.

Les tubes de circulation du fluide de réfrigération sont des longueurs droites pouvant atteindre plus de 10 m de long et donc nécessairement entretoisés. Ils sont légèrement ondulés pour pouvoir se dilater librement. Les tubes dont on se sert habituellement ont des diamètres extérieurs de l'ordre de 18 mm à 32 mm.

II.6 - Disposition des tubes.

On distingue deux sortes de disposition des tubes, notamment: la disposition en ligne, et la disposition en quinconce (Fig. 11). Pour une même vitesse d'air considéré comme fluide réfrigérant, REIHER a trouvé que la disposition en quinconce était le siège de coefficients de transmission de chaleur largement plus élevés que dans la disposition en ligne.

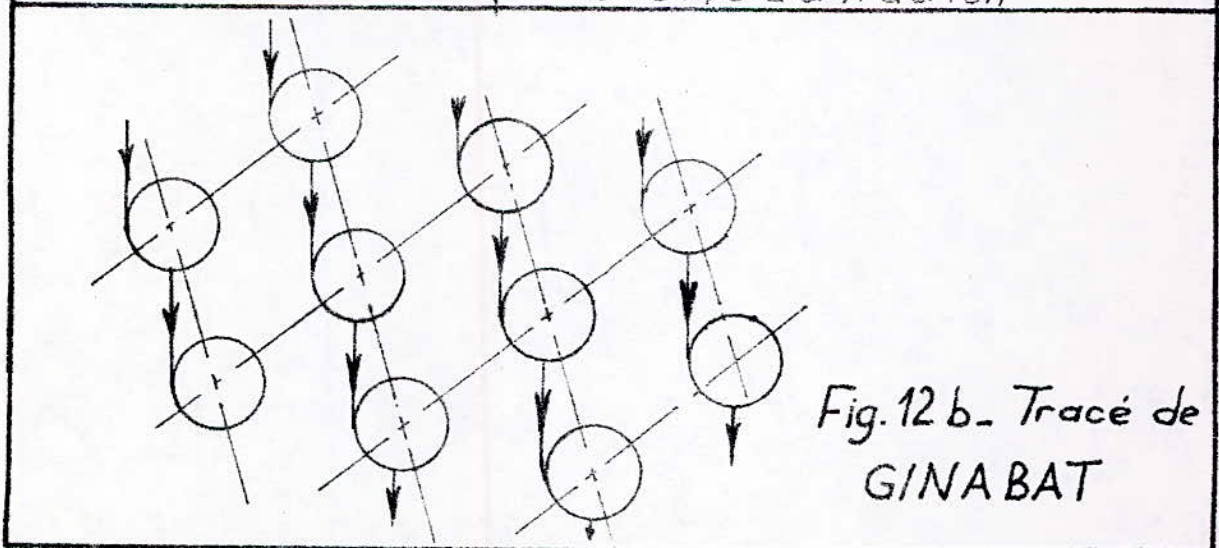
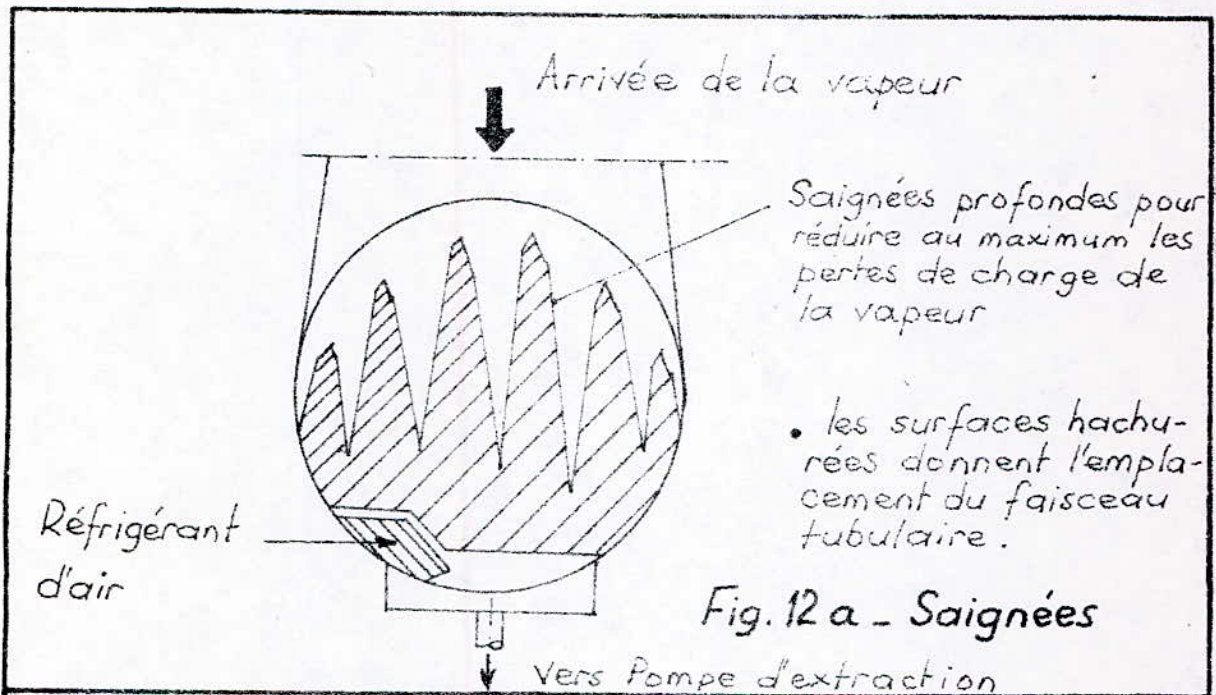


La difficulté dans l'évaluation du coefficient de transfert de chaleur K (de l'ordre de $3 \text{ kW/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$) provient de l'incertitude que l'on a sur la valeur de l'enthalpie de la vapeur H_v . En effet, l'écoulement en vapeur et eau condensée à travers les tubes est très irrégulier. Il y a même des zones mortes dans le condenseur. Pour régulariser cet écoulement, les constructeurs donnent des tracés particuliers aux tubes: (Fig. 12)

a)- Les saignées,

b)- Le Tracé de GINABAT : Ce tracé est réalisé pour permettre constamment à l'eau condensée une attaque tangentielle des tubes placés dessous. Dans certains cas on

constate que la vapeur n'arrive pas à atteindre tous les tubes du condenseur, ceux-ci étant mal disposés. Il faut donc tâtonner. Sur ce point en particulier, un code de calcul existe au "National Engineering Laboratory d'East Kilbride" à Glasgow.



II.7. APERÇU SUR LE CONDENSEUR PAR MÉLANGE

II.7.1. Principe du Condenseur par mélange

Dans un condenseur par mélange, l'eau et la vapeur sont en contact direct. Le principe du condenseur par mélange est extrêmement simple. L'eau de réfrigération est introduite dans le condenseur où elle est pulvérisée le plus finement possible à travers des pulvérisateurs. Elle rencontre la vapeur à condenser soit à équi-courant, soit à contre-courant, et le mélange intime des deux fluides assure la condensation de la vapeur et le réchauffage de l'eau de réfrigération.

Un certain nombre de chicanes disposées sur le parcours de la vapeur et de l'eau favorisent l'échange. Comme pour un condenseur par surface, lorsque l'appareil fonctionne sous vide, un système extracteur d'air est indispensable. Les gaz incondensables sont extraits à la partie supérieure du condenseur.

II.7.2. Calcul du débit d'eau de refroidissement.

Le calcul du débit d'eau de refroidissement théorique ne présente aucune difficulté. En effet, ce débit vaut :

$$\dot{Q}_e = \dot{I}_v \frac{H_v - H_c}{H_c - H_e}$$

Avec : \dot{I}_v : Débit de vapeur à condenser [KG/h] ;

- H_v : enthalpie de la vapeur à condenser $[kcal/kg]$;
 H_c : enthalpie du condensat à la température de saturation T_s correspondant à la pression théorique au condenseur $[kcal/kg]$;
 H_e : enthalpie de l'eau de refroidissement à l'entrée du condenseur $[kcal/kg]$;

- Le diamètre de l'appareil se détermine à partir de la Fig.13 qui donne la vitesse optimale de la vapeur en fonction de la pression au condenseur.

II.7.3. Avantages des condenseurs par mélange.

- Leur simplicité,
- Leur fiabilité.

II.7.4. Inconvénients des condenseurs par mélange.

- Ils exigent une eau de refroidissement de même qualité que la vapeur à condenser,
- Ils sont limités en importance du fait de la remarque précédente.

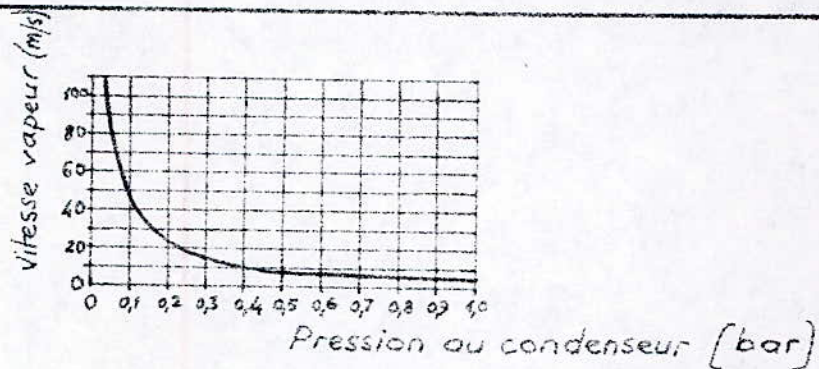


Fig. 13. Vitesse optimale de la vapeur en fonction de la pression au condenseur

CHAPITRE III

ETUDE THERMIQUE DU CONDENSEUR

III.1. Calculs thermiques.

III.1.1. Débit d'eau de refroidissement, \dot{Q}_e

Le débit d'eau de refroidissement nécessaire pour condenser 50 KG/h de vapeur est déterminé par la relation suivante :

$$\dot{Q}_e = \dot{I}_v \left[\frac{H_v - C_p \cdot T_s}{C_p (T_s - T_e)} \right] \quad \text{---(24)---}$$

avec :

- \dot{I}_v - Débit de vapeur à condenser [KG/h] ;
- H_v - Enthalpie de la vapeur [Kcal/KG] ;
- C_p - chaleur spécifique à pression constante [kcal/KG \cdot °C] ;
- T_s - Température de saturation de la vapeur [°C] ;
- T_e - Température d'eau de refroidissement à l'entrée des tubes [°C].

La Pression de saturation régnant dans le condenseur est de 0,1 bar. Les tables des constantes thermodynamiques de l'eau en ébullition et de la vapeur d'eau saturante donne :

- Température de saturation : $T_s = 45,72^\circ\text{C}$
- Enthalpie de la vapeur : $H_v = 617,1 \text{ Kcal/KG}$
- Chaleur latente de vaporisation : $L_v = 571,4 \text{ Kcal/KG}$.

Alors :

$$\dot{Q}_e = 50 \left[\frac{617,1 - 1 \cdot 45,72}{1 \cdot (45,72 - 20^\circ)} \right] = 1110,77 \text{ Kg/h}$$

Exprimé en m^3/s , on obtient : $\dot{Q}_e = 0,3085 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

Prenons $\dot{Q}_e = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

III.1.2 - Calcul de la Puissance

La vapeur à condenser cède à l'eau de refroidissement un flux de chaleur ϕ , à travers la surface d'échange, qui s'écrit :

$$\phi = \dot{I}_v (H_v - H_c) \quad ; \quad (25)$$

avec :

H_c - Enthalpie des condensats [Kcal/Kg]

Le condensat étant à la pression de 0,1 bar, la table des constantes thermodynamiques donne :

$$H_c = 45,75 \text{ Kcal/Kg} \quad ; \quad \text{soit} \quad H_c = 191,51 \text{ KJ/Kg}$$

$$\text{Or, } H_v = 617,1 \text{ Kcal/Kg} \quad ; \quad \text{soit} \quad H_v = 2583,18 \text{ KJ/Kg} \quad ;$$

alors :

$$\phi = \frac{50}{3600} (2583,18 - 191,51) = 33,22 \text{ KW}$$

III.1.3 - Echauffement de l'eau, ΔT : on a la relation :

$$\Delta T = \frac{\phi}{4,18 \cdot \dot{Q}_e \cdot 3600} = \frac{33,22 \times 3600}{4,18 \cdot 0,5 \cdot 3600} = 15,89^\circ\text{C}$$

Prenons $\Delta T = 16^\circ\text{C}$

III.1.4 - Température de sortie de l'eau de refroidissement, T_f

Elle dépend de la valeur de la température de l'eau à l'entrée des tubes ; elle-même dépendant des conditions naturelles de l'eau. Généralement, elle est comprise entre 15° et 20°C .

Prenons $T_e = 20^\circ\text{C}$. On aura donc :

$$T_f = T_e + \Delta T \quad (26)$$

Soit : $T_f = 20^\circ + 16^\circ = 36^\circ\text{C}$

III.1.5 - Ecart logarithmique (ΔT_{LM}) : On a :

$$\begin{aligned} \Delta T_{LM} &= \frac{(T_s - T_e) - (T_s - T_f)}{\log \frac{T_s - T_e}{T_s - T_f}} \quad (27) \\ &= \frac{(45,72^\circ - 20^\circ) - (45,72^\circ - 36^\circ)}{\log \frac{(45,72^\circ - 20^\circ)}{(45,72^\circ - 36^\circ)}} \end{aligned}$$

$$\Delta T_{LM} = 37,86^\circ\text{C}$$

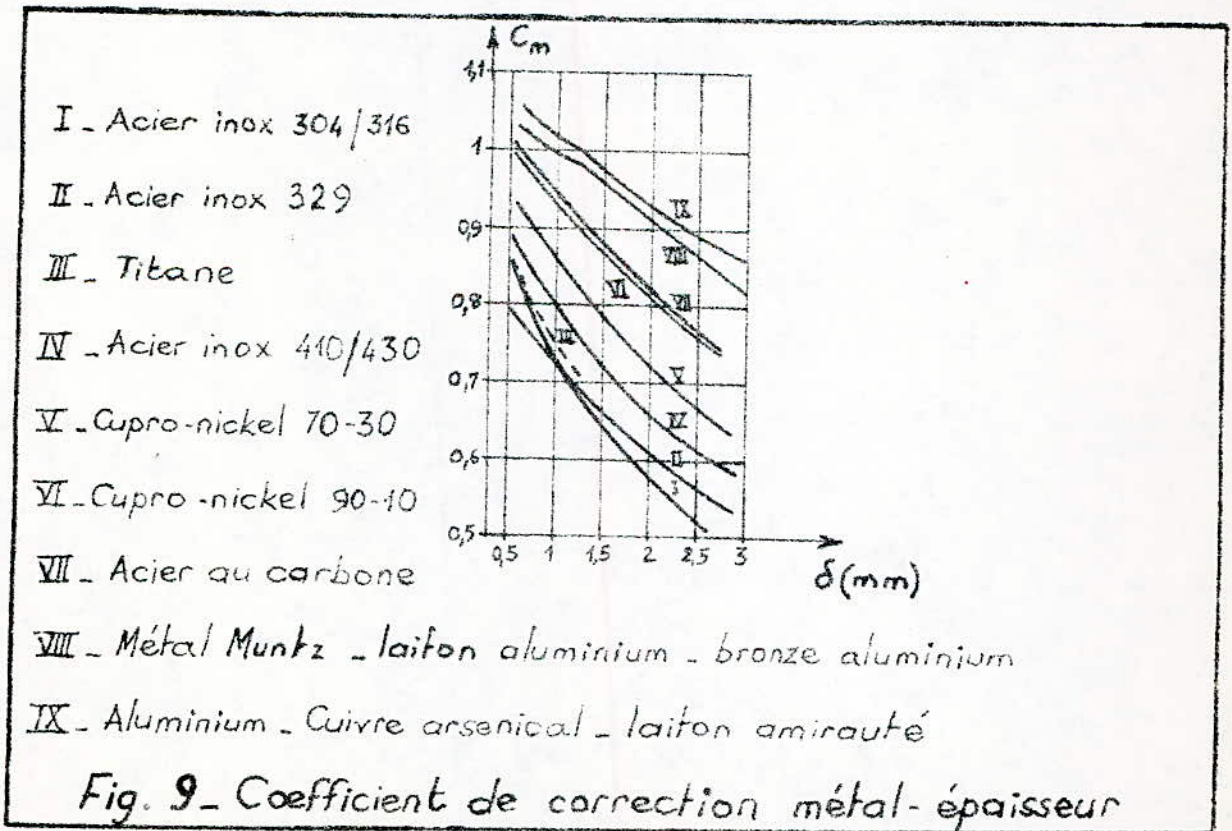
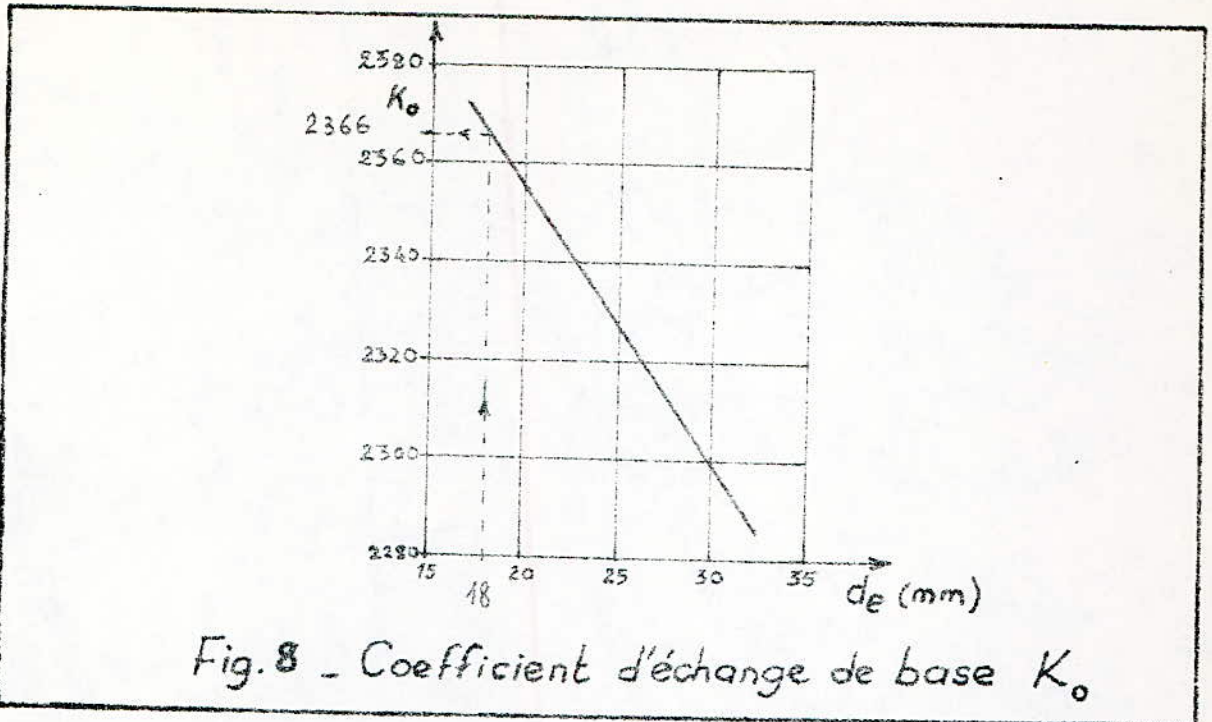
III.1.6 - Coefficient pratique de transfert global, K .

Dans le cas des condenseurs, on utilise la relation :

$$K = K_o \cdot C_s \cdot C_t \cdot C_m \cdot \sqrt{V} \quad (28)$$

Avec :

V - Vitesse de l'eau dans les tubes [m/s].



Généralement, les valeurs usuelles de la vitesse de circulation de l'eau de refroidissement dans les tubes sont de l'ordre de 1,6 à 2,5 m/s. Cependant, c'est l'expérience qui a stabilisé les vitesses, normalement employées, autour de la valeur 1,8 m/s.

Prenons $V = 1,8 \text{ m/s}$.

- K_0 : coefficient d'échange de base $[\text{Kcal}/\text{h} \cdot \text{m}^{3/2} \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{s}^{1/2}]$; K_0 est fonction du diamètre extérieur des tubes. Prenons des tubes en laiton amirauté de diamètre intérieur $D_i = 16 \text{ mm}$.

L'épaisseur des tubes pour des métaux cuivreux est presque toujours prise égale à: $\delta = 1 \text{ mm}$. Ainsi, on a:

$$D_e = D_i + 2 \cdot \delta \quad ; \quad \begin{array}{l} D_e - \text{Diamètre extérieur} \\ \delta - \text{épaisseur du tube} \end{array}$$

$$D_e = 16 + 2 \cdot 1 = 18 \text{ mm}.$$

Alors, pour $D_e = 18 \text{ mm}$, la (Fig. 8) donne, comme coefficient de base:

$$K_0 = 2366 \text{ Kcal}/\text{h} \cdot \text{m}^{3/2} \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{s}^{1/2}$$

- C_m : Coefficient de correction métal - épaisseur. (Fig. 9)

La courbe IX correspondant à des tubes en laiton amirauté, pour $\delta = 1 \text{ mm}$, donne:

$$C_m = 1,02$$

- C_t : Coefficient de correction de température d'entrée d'eau.
Pour $T_e = 20^\circ\text{C}$, la Fig. 10 donne:

$$C_t = 0,98.$$

- C_s : Coefficient de salissure.

Le condenseur étant destiné à des expériences au Laboratoire, l'eau de refroidissement utilisée est supposée chimiquement pure, donc sans salissure. Ainsi, C_s est compris entre 0,5 et 1.

$$\text{Prenons } C_s = 1$$

Le coefficient pratique de transfert global est donc égal à :

$$K = K_0 \cdot C_t \cdot C_s \cdot C_m \cdot \sqrt{V}$$

soit :

$$\begin{aligned} K &= 2366 \cdot 0,98 \cdot 1 \cdot 1,02 \sqrt{1,8} \\ &= 3173,05 \text{ kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\text{ou encore: } K = 3,68 \text{ KW/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

III.2 - Surface d'échange, S :

La puissance thermique étant proportionnelle à l'aire de la surface d'échange et à la différence de température moyenne logarithmique, le coefficient de proportion-

nalité étant justement le coefficient d'échange global K , on peut écrire :

$$\phi = K \cdot S \cdot \Delta T_{LM} \quad (29)$$

On déduit de cette relation, l'expression donnant la surface d'échange :

$$S = \frac{\phi}{K \cdot \Delta T_{LM}} \quad ; \quad \begin{array}{l} \phi \text{ en kW} \\ K \text{ en kW/m}^2 \cdot \text{°C} \end{array}$$

Soit :

$$S = \frac{33,22}{3,68 \cdot 37,86} = 0,238435 \text{ m}^2$$

Ou encore :

$$S = 238435 \text{ mm}^2$$

La surface d'échange est essentiellement caractérisée par les parois externes des tubes à l'intérieur desquels circule l'eau de refroidissement.

III.3. Nombre de tubes, n

Il est déterminé par la relation :

$$n = \frac{\dot{Q}_e}{\pi \cdot D_e^2 / 4 \cdot v \cdot 10^{-6}} \quad ; \quad \begin{array}{l} \dot{Q}_e \text{ [m}^3/\text{s]} \\ v \text{ [m/s]} \end{array}$$

Soit :

$$n = \frac{0,5 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 18^2 / 4 \cdot 10^{-6} \cdot 1,8} \cong 1,1 \text{ tube}$$

Prenons $n = 2$ tubes.

III.4 - Longueur des tubes entre plaques, l .

On a :

$$l = \frac{S}{\pi \cdot D_e \cdot n} ; \quad S [m^2] ; D_e [m]$$

Soit :

$$l = \frac{0,238435}{\pi \cdot 18 \cdot 10^{-3} \cdot 2} = 2,108 \text{ m} = 2108 \text{ mm}$$

III.5 - Remarque.

Dans le chapitre V réservé à la réalisation du mini condenseur, quelques explications sont données à propos de certains résultats obtenus après les calculs de dimensionnement. C'est le cas pour la longueur des tubes et aussi pour le nombre de tube n .

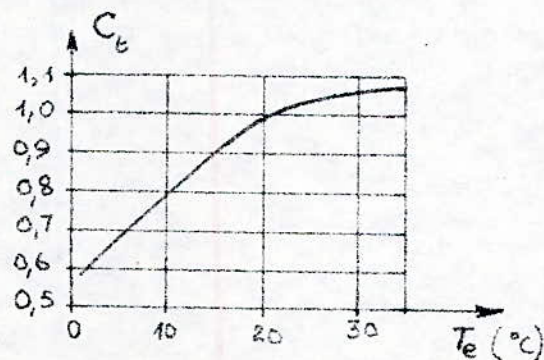


Fig. 10 - Coefficient de correction de température d'entrée d'eau

III.6. Calcul des diamètres des conduites.

III.6.1. 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 la condensation de celle-ci avant d'arriver dans le condenseur. 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, notamment :

- la Pression de la vapeur,
- la température de la vapeur,
- le débit de vapeur à condenser,
- Son volume massique.

La relation donnant le débit s'écrit :

$$\dot{I}_v = \frac{1}{\nu_v} \cdot V_v \cdot S \quad - (30) -$$

avec :

ν_v - Volume massique de la vapeur $[m^3/KG]$

V_v - Vitesse de la vapeur $[m/s]$

S. Section de la conduite $[m^2]$.

La section S de la conduite est égale à :

$$S = \frac{\pi D_i^2}{4} \quad ; \quad D_i - \text{Diamètre intérieur}$$

L'expression du débit s'écrit alors :

$$\dot{I}_v = \frac{1}{v_v} \cdot \frac{\pi D_i^2}{4} \cdot V_v$$

D'où on tire l'expression de D_i :

$$D_i = \left[\frac{4 \cdot \dot{I}_v \cdot v_v}{\pi \cdot V_v} \right]^{1/2} \quad - (31) -$$

On a : $\dot{I}_v = 50 \text{ KG/h} = 0,01389 \text{ KG/s}$

La table des constantes thermodynamiques de la vapeur donne, pour $P = 0,1 \text{ bar}$:

$$v_v = 14,811 \text{ m}^3/\text{KG}.$$

En prenant $V_v = 45 \text{ m/s}$, on a :

$$D_i = \left[\frac{4 \cdot \dot{I}_v \cdot v_v}{\pi \cdot V_v} \right]^{1/2} = \left[\frac{4 \cdot 0,01389 \cdot 14,811}{\pi \cdot 45} \right]^{1/2} = 0,076 \text{ m}$$

$$D_i = 7,6 \text{ cm}$$

III.6.2. Conduite des condensats

En régime permanent, en supposant qu'il n'y a pas d'incondensables dans la vapeur ; quelle se condense totalement, le débit horaire des condensats recueillis doit être le même que celui de la vapeur. Alors, le débit d'eau condensée s'écrit :

$$\dot{I}_v = \rho_c \cdot V_c \cdot S \quad \text{---(32)---}$$

avec :

ρ_c - masse volumique des condensats $[\text{KG}/\text{m}^3]$,

V_c - vitesse d'écoulement des condensats $[\text{m}/\text{s}]$,

S - Section de la Conduite des condensats $[\text{m}^2]$.

or: $S = \pi D_i^2 / 4$; D_i - Diamètre intérieur de la Conduite des condensats $[\text{m}]$

et $\rho_c = \frac{1}{v_c}$; v_c - volume massique du Condensat $[\text{m}^3/\text{KG}]$.

Pour $P=0,1$ bar, la table des constantes thermodynamiques de la vapeur donne :

$$v_c = 1,0102 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{KG}.$$

En reportant dans la relation (32) ρ_c et S par leurs expressions, on tire l'expression donnant le diamètre intérieur de la Conduite d'écoulement des condensats :

$$D_i = \left[\frac{4 \cdot \dot{I}_v \cdot v_c}{\pi V} \right]^{1/2} \quad (33)$$

En prenant $V = 0,05$ m/s comme vitesse d'écoulement des condensats, on a :

$$D_i = \left[\frac{4 \cdot 0,01383 \cdot 1,0102 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,05} \right]^{1/2} = 0,0189 \text{ m} \approx 0,019 \text{ m}$$

Prenons : $D_i = 2$ cm

CHAPITRE IV

ETUDE MECANIQUE

IV.1. Calcul de l'épaisseur de la tôle.

Le corps du condenseur étant en contact avec de la vapeur et le condensat est généralement construit en acier Martin A37 ou E24, qualité 3 de la norme NF 35-601 soudable, soit A37S. Il est obtenu par assemblage soudé de plaques d'acier rectangulaire.

Pour déterminer l'épaisseur de la tôle d'acier, on a fixé les dimensions du caisson du condenseur tels que:

$$a = 200 \text{ mm} ; b = 500 \text{ mm} \text{ et } c = 170 \text{ mm} ; \text{ où :}$$

- a : hauteur du caisson ;
- b : longueur du caisson ;
- c : largeur du caisson.

On considère, bien que ne pouvant le réaliser pratiquement, que le vide règne dans le condenseur, et que les parois du condenseur sont assimilées à des plaques rectangulaires minces soumises à une charge uniformément répartie, caractérisée par la pression atmosphérique qui s'exerce sur celles-ci, aussi, les plaques sont appuyées sur leur périphérie (Fig.14)

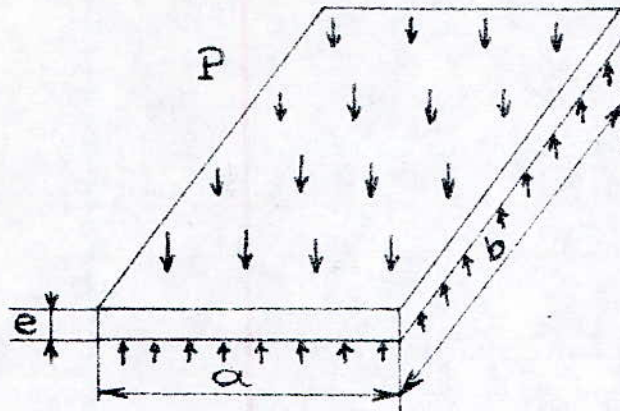


Fig. 14. - Plaque rectangulaire mince, chargée uniformément, appuyée sur sa périphérie.

D'Après L. GEMINARD et F. GROS LA FAIGE, la Contrainte σ_1 agissant sur la facette parallèle au côté b est donnée par la relation :

$$\sigma_1 = \beta_1 \cdot \frac{6}{e^2} \cdot P \cdot a^2 \quad ; \text{ en } [N/mm^2] \quad ; - (34) -$$

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

$$\sigma_2 = \beta_2 \cdot \frac{6}{e^2} \cdot P \cdot a^2 \quad ; [N/mm^2] \quad (34.1)$$

avec :

β_1, β_2 : Coefficients dépendant du rapport b/a .

P : Pression atmosphérique $[N/mm^2]$

a : hauteur du caisson $[mm]$

L'expression de la flèche est :

$$f_e = \alpha \frac{Pa^4}{E \cdot e^3} \quad ; \text{ en [mm]} \quad - (35) -$$

avec :

α - Coefficient dépendant du rapport b/a ;

e - épaisseur de la plaque [mm]

E - Module d'élasticité du métal [N/mm^2];

Le rapport b/a est égal à :

$$\frac{b}{a} = \frac{500}{200} = 2,5$$

D'après le tableau donnant les coefficients α , β_1 et β_2 en fonction du rapport b/a suivant :

b/a	1	1,5	2	3	4	∞
α	0,0443	0,0843	0,1106	0,1336	0,1400	0,1422
β_1	0,0479	0,0812	0,1017	0,1189	0,1235	0,125
β_2	0,0479	0,0500	0,0464	0,0404	0,0384	0,0375

Coefficients α , β_1 et β_2 en fonction de b/a

Le rapport b/a calculé étant compris entre 2 et 3, par interpolation on obtient pour $b/a = 2,5$ les valeurs suivantes :

$$\alpha = 0,12195 \quad ; \quad \beta_1 = 0,1103 \quad \text{et} \quad \beta_2 = 0,0434$$

D'Après les conditions de résistance des matériaux,

on peut écrire que :

$$\sigma_1 = \beta_1 \cdot \frac{6}{e^2} \cdot P \cdot a^2 \leq \sigma_{adm} \quad (36.1)$$

où: σ_{adm} représente la contrainte admissible ; et elle est égale à :

$$\sigma_{adm} = \frac{R_r}{\beta} ; \quad [N/mm^2] \quad (37)$$

avec :

R_r - Charge de rupture du métal $[N/mm^2]$

β - Coefficient de sécurité

Le coefficient de sécurité β est compris dans la plage suivante $\beta = 1 \div 2,5$.

On a aussi :

$$\sigma_2 = \beta_2 \cdot \frac{6}{e^2} \cdot P \cdot a^2 \leq \sigma_{adm} \quad (36.2)$$

De l'expression (36.1), on tire celle donnant l'épaisseur de la plaque, soit :

$$e \geq \left[\frac{6 \cdot \beta_1 \cdot P \cdot a^2}{\sigma_{adm}} \right]^{1/2} \quad (38)$$

Pour l'acier A375, qualité 3, norme NF 35-601, l'Aide Mémoire "Conception en Construction mécanique" donne :

$$R_r = 370 \div 440 \text{ N/mm}^2$$

Prenons $R_r = 440 \text{ N/mm}^2$ et $\beta = 1,5$

Ainsi, d'après la relation (38), l'épaisseur de la tôle vaut:

$$e \geq \left[\beta_1 \cdot \frac{6 P \alpha^2}{R_r / s} \right]^{1/2} = \left[0,1103 \cdot \frac{6 \cdot 10^5 \cdot 200^2}{10^6 \cdot 440 / 1,5} \right]^{1/2} = 3,00 \text{ mm}$$

De la même manière, en déduisant l'épaisseur e à partir de la relation (36.2), on obtient $e \geq 1,88 \text{ mm}$. Alors, on utilisera des tôles d'épaisseur $e = 3 \text{ mm}$.

• La contrainte σ_1 est égale à :

$$\sigma_1 = 6 \beta_1 \frac{P \alpha^2}{e^2} = 6 \times 0,1103 \frac{10^5 \cdot 200^2}{10^6 \cdot 3^2} = 284,13 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_1 = 284,13 \text{ N/mm}^2$$

• La contrainte σ_2 est égale à :

$$\sigma_2 = 6 \beta_2 \frac{P \alpha^2}{e^2} = 6 \cdot 0,0434 \frac{10^5 \cdot 200^2}{10^6 \cdot 3^2} = 115,73 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_2 = 115,73 \text{ N/mm}^2$$

• Contrainte admissible σ_{adm}

$$\sigma_{adm} = \frac{R_r}{s} = \frac{440}{1,5} = 293,33 \text{ N/mm}^2$$

• La flèche f_e est égale à :

$$f_e = \alpha \frac{Pa^4}{E \cdot e^3} = 0,12195 \frac{10^5 \cdot 200^4}{2 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 3^3} = 0,361 \text{ mm}$$

$$f_e = 0,361 \text{ mm}$$

IV.2 - CALCUL DE LA SOUDURE

Le corps du condenseur est un caisson dont les parois latérales, supérieure et inférieure sont assemblées par la soudure. La conduite de vapeur qui se termine par une forme divergente est également soudée à la paroi supérieure du condenseur.

On utilise deux types d'assemblages soudés :

- des assemblages par cordons d'angles,
- des assemblages par cordon longitudinal.

IV.2.1 - Assemblage par cordon d'angle.

La section droite d'un cordon d'angle présente habituellement la forme d'un triangle isocèle, caractérisée géométriquement par sa distance de racine ou profondeur de gorge que l'on note a^* et représentée par la (Fig. 15), et Δa^* est la surépaisseur qui augmente la résistance du cordon de soudure.

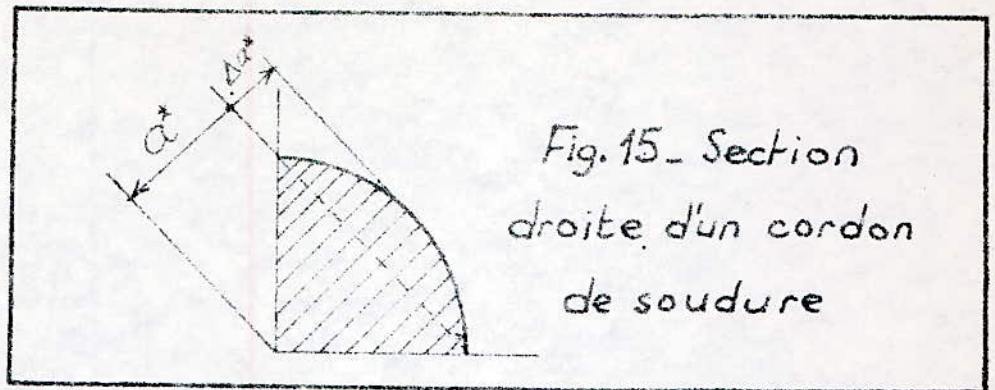


Fig. 15 - Section droite d'un cordon de soudure

La plupart des règles normalisées reposent le calcul des joints soudés sur des critères de rupture et utilisent des expressions des Contraintes de comparaison σ_c déterminées à partir des résultats d'essais à la rupture. Ces règles préconisent la limitation des valeurs de σ_c à la valeur de la contrainte admissible en traction, R , du métal de base, soit :

$$\sigma_c \leq R \quad - (39) -$$

L'expression de σ_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 longitudinal; l'aire de cette section est celle du plus grand triangle isocèle qu'on peut y inscrire.

La section de gorge du cordon est celle faite par le plan bissecteur de l'angle solide délimité par les deux côtés du cordon 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
- La contrainte normale σ_{\perp} agit perpendiculairement à l'axe longitudinal du cordon
- La contrainte tangentielle τ_{\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 σ_{\perp} , τ_{\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 d'angle rectangle isocèle, à un des côtés de l'angle rectangle.

En adoptant dans ce plan une section conventionnelle S_r appelée "Section de gorge rabattue", on peut déterminer les contraintes moyennes: n , t_{\perp} et $t_{||}$. (Fig. 16).

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 perpendiculairement à l'axe

Les contraintes σ_{\perp} , τ_{\perp} et τ_{\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.

Pour les cordons d'angle rectangle isocèle, on a :

$$\sigma_{\perp} = \frac{1}{\sqrt{2}} (n + t_{\perp}) \quad - (40) -$$

$$\tau_{\perp} = \frac{1}{\sqrt{2}} (-n + t_{\perp}) \quad - (41) -$$

Le calcul des assemblages soudés suivant les règles normalisées donne l'expression générale de la Contrainte de comparaison σ_c qui s'écrit :

$$\sigma_c = \left[\sigma_{\parallel}^2 + k \left(\sigma_{\perp}^2 + \lambda (\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2) \right) \right]^{1/2} \quad - (42) -$$

où : k, λ sont des paramètres expérimentaux, variables d'une norme à l'autre.

Après des essais effectués au laboratoire de Génie Civil de L'Université de Liège, en Belgique, on a

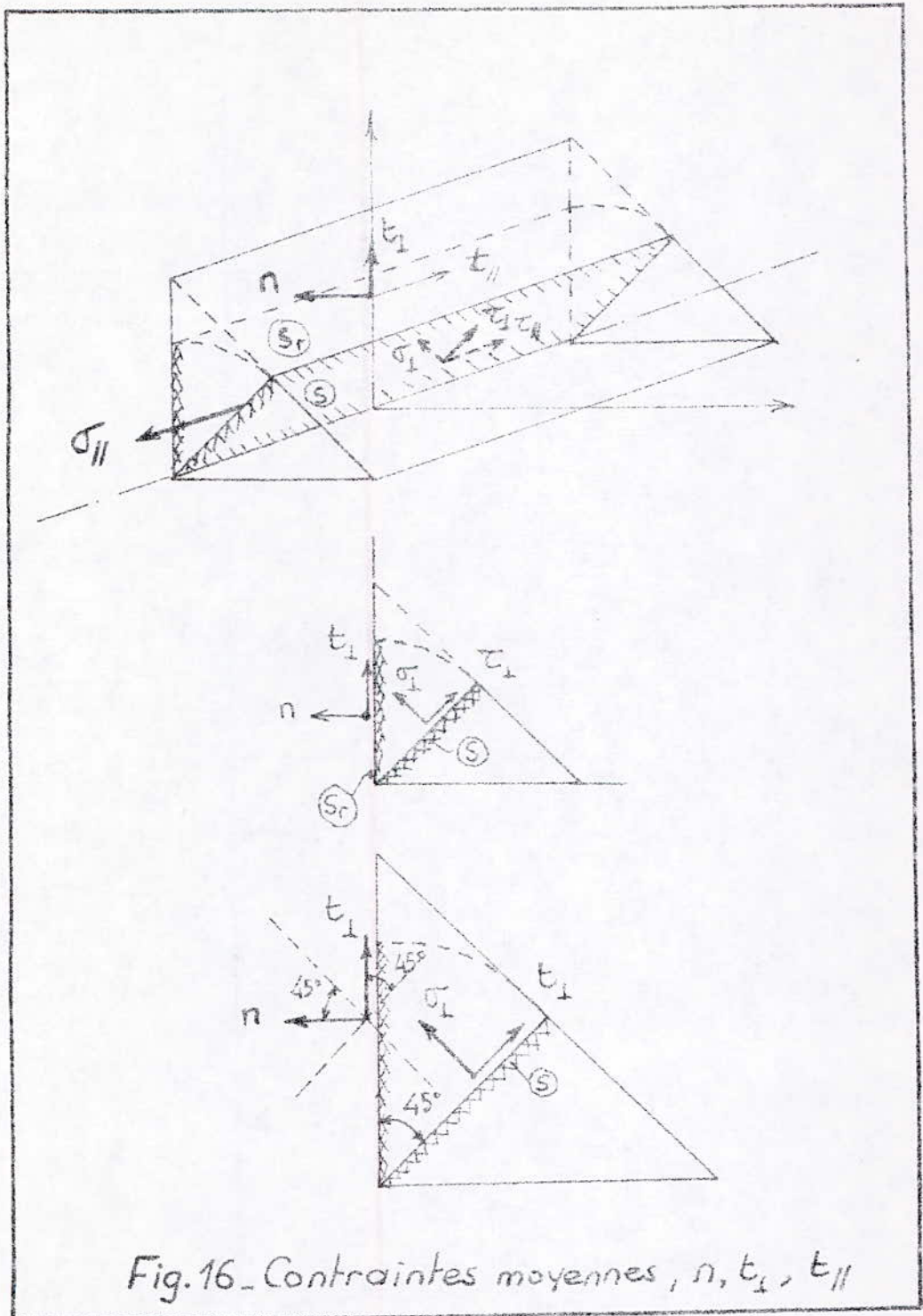


Fig.16 - Contraintes moyennes, $n, t_{\perp}, t_{\parallel}$

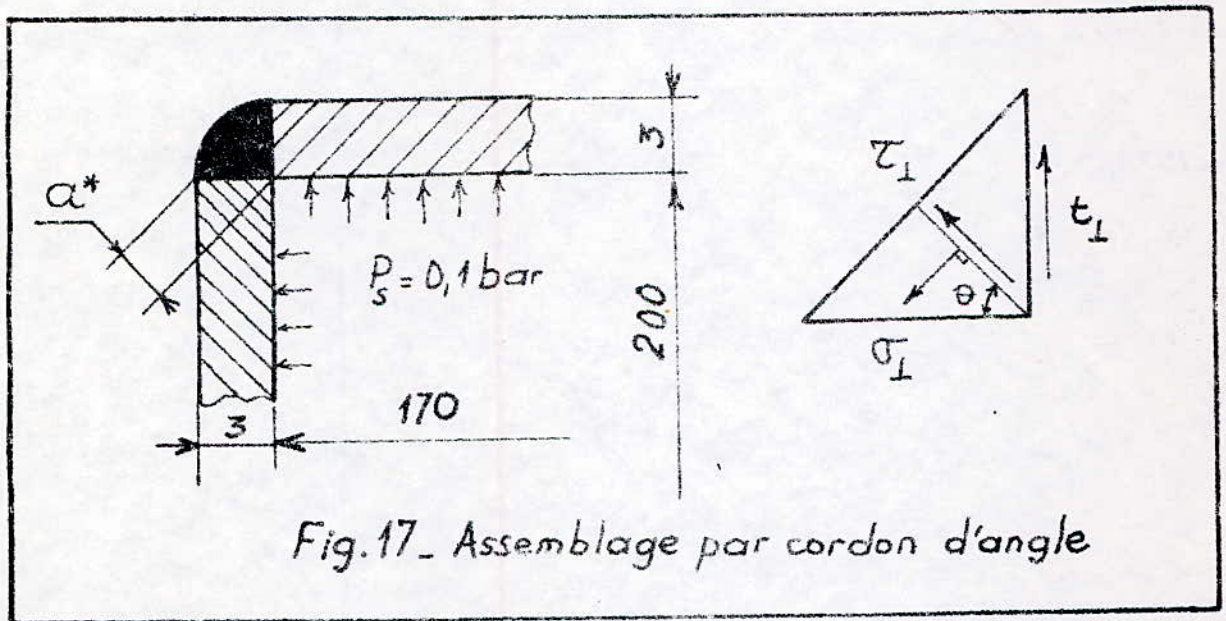
proposé de simplifier l'expression de σ_c en posant :

$$\sigma_{||} = 0 ; \quad k = 1 ; \quad \lambda = 1,8.$$

L'expression (42) de la norme belge devient :

$$\sigma_c = \left[\sigma_{\perp}^2 + 1,8 (\tau_{\perp}^2 + \tau_{||}^2) \right]^{1/2} \quad - (43) -$$

La (Fig. 17) représente l'assemblage par cordon d'angle entre une paroi latérale et une paroi supérieure du condenseur, et les sollicitations auxquelles est soumis ce cordon de soudure.



IV.2.2. Calcul de la distance de racine, a^*

On a la relation suivante :

$$a^* \sin \theta = \frac{e}{2} ; \quad e : \text{épaisseur de la tôle.}$$

avec: θ - angle pour lequel le cisaillement est maximal.

soit: $\theta = 45^\circ$

On déduit de la relation précédente l'expression donnant la distance de racine a^* , on a:

$$a^* = \frac{e}{2 \sin \theta} ; \quad [\text{mm}]$$

soit:

$$a^* = \frac{3}{2 \sin 45^\circ} = 2,12 \text{ mm}$$

IV.2.3 - Calcul de la contrainte de comparaison, σ_c

Pour déterminer σ_c , il faut d'abord calculer les contraintes tangentielles: σ_\perp , τ_\perp et τ_\parallel . On a déjà les relations donnant σ_\perp et τ_\perp ; soient:

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

La contrainte normale $n = 0$ dans notre cas, on a donc:

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

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

$$\tau_\parallel = 0 \quad \text{car} \quad n = 0$$

On a ainsi obtenu: $\sigma_\perp = \tau_\perp = \frac{1}{\sqrt{2}} t_\perp$ - (44) -

La contrainte t_{\perp} est donnée par l'expression :

$$t_{\perp} = \frac{F}{S^*} ; \text{ en } [N/mm^2] \quad - (45) -$$

avec :

$F = (P - P_s) S$: Force agissant sur la paroi. $[N]$

$S^* = \alpha^* \cdot l_u$: Section de gauche du cordon de soudure $[mm^2]$

l_u - longueur utile du cordon de soudure $[mm]$

P_s - Pression de saturation de la vapeur $[N/mm^2]$

S - Surface de la paroi $[mm^2]$

La force F est égale à :

$$F = (P - P_s) S = 9 \cdot 10^{-2} \cdot 170 \cdot 500 = 7650 \text{ N}$$

La section de gauche du cordon de soudure est égale à :

$$S^* = \alpha^* \cdot l_u = 2,12 \times 500 = 1060 \text{ N}$$

Le cordon de soudure n'étant pas soumis à la torsion, alors la contrainte $n = 0$, ce qui entraîne que $\tau_{\parallel} = 0$

Ainsi la relation (44) donne :

$$\sigma_{\perp} = \tau_{\perp} = \frac{1}{\sqrt{2}} t_{\perp} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \frac{(P - P_s) \cdot S}{\alpha^* l_u}$$

soit :

$$\sigma_{\perp} = \tau_{\perp} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \frac{7650}{1060} \approx 7,22 \text{ N/mm}^2$$

Pour $n = 0$, $\tau_{\parallel} = 0$ et $\sigma_{\perp} = \tau_{\perp}$, la relation (43) devient alors :

$$\sigma_c = \sigma_{\perp} \sqrt{2,8} \quad - (46) -$$

Soit :

$$\sigma_c = \sigma_{\perp} \sqrt{2,8} = 7,22 \sqrt{2,8} = 12,08 \text{ N/mm}^2$$

Soient : R_{eH} - la limite d'élasticité du métal de base.

λ - le coefficient de sécurité du métal de base.

D'Après la relation (39), on a vu que :

$$\sigma_c \leq R \quad \text{avec : } R = \frac{R_{eH}}{\lambda}$$

De plus on a :

$$R_{eH} = 190 \div 235 \text{ N/mm}^2$$

Considérons la limite d'élasticité minimale, soit :

$$R_{eH} = 190 \text{ N/mm}^2$$

Le coefficient de sécurité vaut :

$$\lambda = \frac{R_{eH}}{\sigma_c}$$

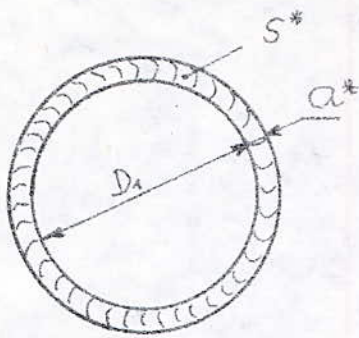
Soit :

$$\lambda = \frac{R_{eH}}{\sigma_c} = \frac{190}{12,08} = 15,73$$

Pour $a^* = 2,12 \text{ mm}$, nous obtenons un très bon coefficient de sécurité. La soudure est ainsi vérifiée au cisaillement.

Pour la vérification du cordon de soudure entre la conduite de la vapeur (partie divergente) et la paroi supérieure du caisson, on prendra :

$$a^* = 2 \text{ mm.}$$



D_1 : diamètre extérieur de la conduite divergente débouchant dans le caisson du condenseur

a^* : Distance de racine ; [mm]

S^* : Surface du cordon ; [mm²]

La soudure n'étant pas soumise à la torsion, on a $\tau_{||} = 0$. En tenant compte des simplifications faites précédemment, on a :

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

Avec :

$$t_{\perp} = \frac{F}{S^*} \quad [\text{N/mm}^2] ; \quad F: \text{Force qui agit sur la paroi} \quad [\text{N}]$$

La Force F est égale à :

$$F = (P - P_s) \cdot 10^{-1} \cdot \pi D_1^2 / 4 = (1 - 0,1) \cdot 10^{-1} \cdot \pi \cdot \frac{156^2}{4} = 1720,21 \text{ N}$$

La Section du cordon de soudure est égale :

$$S^* = \frac{\pi}{4} [(D_1 + 2a^*)^2 - D_1^2] = \pi a^* (D_1 + a^*)$$

Soit :

$$S = \pi \cdot 2 (156 + 2) = 992,74 \text{ mm}^2 ; \quad \text{pour } a^* = 2 \text{ mm}$$

La Contrainte t_{\perp} est :

$$t_{\perp} = \frac{F}{S^*} = \frac{1720,21}{992,74} = 1,73 \text{ N/mm}^2$$

La Contrainte de comparaison σ_c , d'après la relation (43) s'écrit :

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 1,8 \tau_{\perp}^2} \quad \text{or } \sigma_{\perp} = \tau_{\perp}$$

alors :

$$\sigma_c = \sigma_{\perp} \cdot \sqrt{2,8} \quad \text{avec } \sigma_{\perp} = \tau_{\perp} = \frac{1}{\sqrt{2}} \epsilon_{\perp}$$

Soit :

$$\sigma_c = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot 1,73 \cdot \sqrt{2,8} \approx 2,05 \text{ N/mm}^2$$

La limite d'élasticité minimale $R_{eH} = 190 \div 235 \text{ N/mm}^2$

Prenons $R_{eH} = 190 \text{ N/mm}^2$.

Soit s : le coefficient de sécurité, on sait que :

$$\sigma_c \leq R = \frac{R_{eH}}{s}$$

D'où on tire le coefficient de sécurité qui vaut :

$$s = \frac{R_{eH}}{\sigma_c} = \frac{190}{2,05} = 92,8$$

Pour $a^* = 2 \text{ mm}$, on a obtenu $s = 92,8 > 2,5$
donc la soudure est bonne, vérifiée au cisaillement.

• De la même manière, on calcul les cordons de soudure de toutes les conduites soudées sur les parois du condenseur.

CHAPITRE V

REALISATION DU CONDENSEUR

Les résultats obtenus par calculs : thermique, de dimensionnement et de résistance, effectués dans le chapitre précédent, pourtant nécessaires pour la réalisation pratique du mini-condenseur, n'ont pas été utilisés, pour certains d'entre eux du moins, tels que nous les avons obtenus. C'est le cas pour la longueur et le nombre des tubes de circulation de l'eau de refroidissement.

En effet, ceux-ci étant respectivement égal à $l = 2,108 \text{ m}$ pour chaque tube ; et $n = 2$ tubes ; pour que la répartition de la vapeur soit uniforme sur toute la longueur de ceux-ci ; ce qui garantirait une condensation uniforme sur toute la surface d'échange d'une part ; et d'autre part pour réduire au maximum les pertes de charge dans les tubes d'eau de refroidissement, nous avons estimé, de préférence, fixer leur longueur entre plaques à 500 mm. Ainsi, on a obtenu un faisceau constitué de $n = 8$ tubes.

L'Avantage pour ce choix réside non seulement dans la réduction de la perte de charge dans les tubes d'eau

de refroidissement, mais aussi dans l'obtention d'un faisceau tubulaire compact.

Dans la disposition des tubes, en ligne, un neuvième tube supplémentaire a été introduit afin d'assurer une répartition uniforme de la vapeur dans la section expérimentale.

L'eau de refroidissement ne circule pas dans un des neuf tubes, celui-ci étant un "tube muet" servant uniquement à une meilleure répartition de la vapeur.

Les parois : supérieure, inférieure et latérales du condenseur sont assemblées par cordon de soudure, tandis que les parois frontales sont fixées par système vis-écrou. Ce mode de fixation a été retenu en prévision soit d'un éventuel changement de configuration du faisceau tubulaire, soit pour remplacer un ou quelques tubes si on le désire par exemple, ou alors pour effectuer éventuellement soit une réparation ou un nettoyage.

Les fenêtres en plexiglas situées au niveau du faisceau tubulaire servent à observer le film de condensat qui se formera 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 ; le plexiglas ayant le défaut de devenir opaque au contact d'un milieu chaud.

La conduite de vapeur qui se termine par une forme divergente débouchant dans le caisson a été envisagée pour permettre à la vapeur de se répandre uniformément à l'intérieur de celui-ci, afin d'utiliser le maximum de la surface d'échange. Mais il ne serait pas impossible que la surface d'échange ne soit pas totalement mise à profit. Un diamètre plus grand, donc un angle de développement du tronc de cône plus grand, aurait permis d'améliorer la répartition de la vapeur dans le condenseur. Mais, limité par la largeur du caisson, nous n'avons pu aller au-delà du diamètre de 150 mm.

Pour faire le vide du condenseur avant sa mise en service, une conduite a été prévue pour relier le condenseur à une pompe à vide.

La partie divergente de la conduite de vapeur est un tronc de cône circulaire droit défini par sa génératrice G , sa hauteur L et son angle de développement ou angle au centre α .

V.1 - Calcul de la génératrice G

Elle se détermine par la relation suivante :

$$G = \sqrt{L^2 + (R-r)^2}$$

avec :

R - rayon du diamètre de base du tronc de cône

r - rayon du petit diamètre

L - Hauteur du tronc de cône

Prenons $L = 130 \text{ mm}$; on a $R = \frac{D + 2.e}{2} = 78 \text{ mm}$

et $r = \frac{d + 2.e}{2} = \frac{76 + 2.3}{2} = 41 \text{ mm}$.

Alors :

$$G = \sqrt{L^2 + (R-r)^2} = \sqrt{130^2 + (78-41)^2} = 135,16 \text{ mm}$$

V.2 - Calcul de l'angle au Centre : α

L'Angle de développement du tronc de cône est donné par la relation :

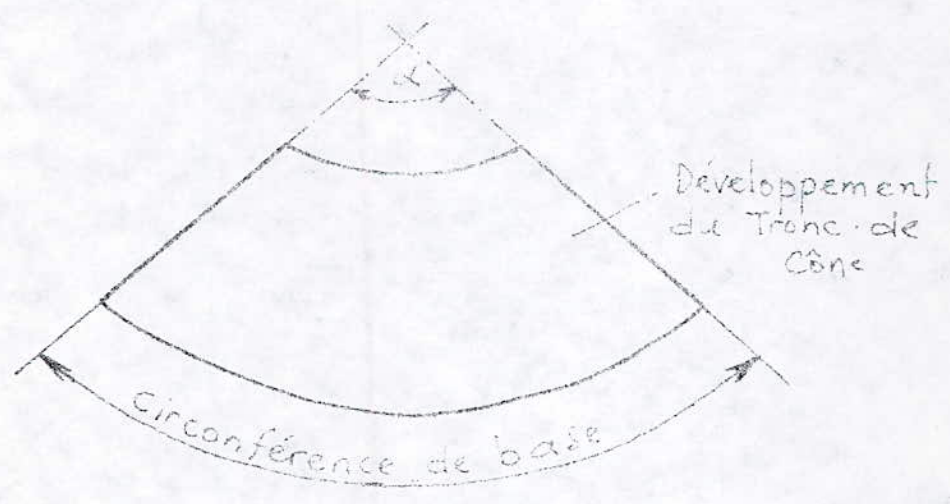
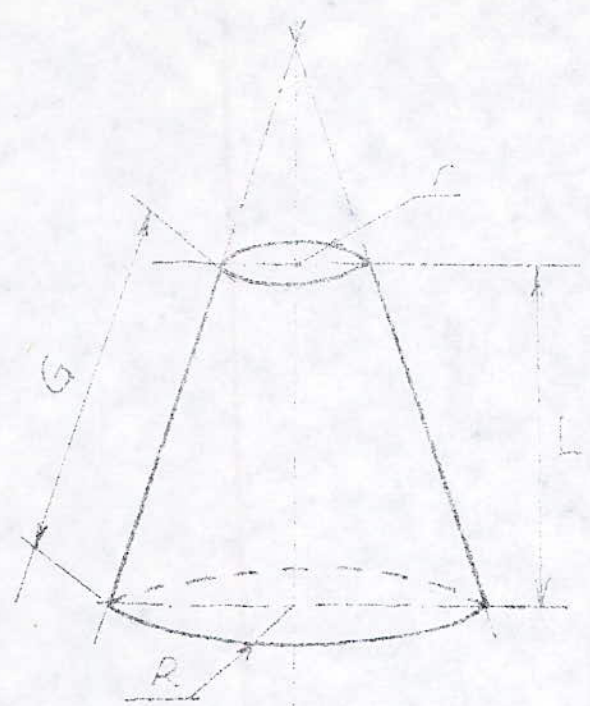
$$\alpha = \frac{360^\circ \cdot (R-r)}{G}$$

Soit :

$$\alpha = \frac{360^\circ (78-41)}{135,16} = 98,55^\circ$$

Soit : $\alpha = 98^\circ 33'$

Sur la page suivante, nous donnons la représentation schématique du tronc de cône et son développement.



Représentation schématique non à l'échelle

CHAPITRE VI

DISCUSSION

VI.1 - INTRODUCTION

Le condenseur est un appareil destiné à fonctionner à des basses pressions pour permettre une bonne condensation. Son fonctionnement fait appel à différents appareils auxiliaires pour le contrôle et la mesure des paramètres importants à base desquels il a été conçu.

Dans ce chapitre, nous axerons essentiellement la discussion sur ces appareils auxiliaires nécessaires dont sera équipé le condenseur pour son fonctionnement.

VI.2 - APPAREILLAGES AUXILIAIRES

VI.2.1 - Mesure des Températures.

La température étant la première des grandeurs intervenant en transferts thermiques, on placera des thermomètres à l'entrée et à la sortie de l'eau refroidissement. Le contrôle de la température de la vapeur dans le condenseur nécessite aussi l'utilisation d'un thermomètre supplémentaire.

Etant donnée que les grandeurs à contrôler sont relativement proches de la température ambiante,

on utilisera des thermomètres à colonne de mercure ou d'alcool, gradués à plus de 50°C . Les thermocouples étant le plus souvent utilisés pour la mesure des températures plus élevées, On pourrait aussi bien les utiliser car les conditions de contrôles des températures d'entrée et de sortie d'eau sont difficiles.

VI.2.2_ Mesure de la Pression.

La mesure de la pression est particulièrement utile en transferts thermiques. On équipera le condenseur d'un manomètre pour le contrôle de la pression régnant dans le condenseur.

VI.2.3_ Contrôle du débit d'eau de refroidissement.

Ce contrôle est important car le débit d'eau de refroidissement circulant dans les tubes doit être égal pour chaque tube, afin d'obtenir des quantités de condensat à peu près égales formé sur chaque tube. Ces débitmètres seront placés entre la boîte de distribution d'eau dans les tubes et l'entrée des tubes dans le condenseur.

VI.2.4_ Ejecteur d'air

Il servira à extraire du condenseur l'air qui y pénètre, celui-ci provenant de l'eau de la chaudière ;

si elle n'est pas traitée. La pression dans le condenseur; au lieu d'être celle de la vapeur à la température de saturation, est majorée de celle qu'aurait l'air seul (Voir Fig. 5). Cette majoration dépend de l'importance des rentrées d'air, ainsi que des dimensions et de la vitesse de l'éjecteur d'air.

Avant la mise en service du condenseur, on doit effectuer le vide dans celui-ci, bien qu'on ne puisse réellement le réaliser. Pour cela, on utilisera une pompe à vide.

VI.2.5_ Nettoyage du Condenseur

Le nettoyage des tubes du condenseur se fait manuellement. On place dans chaque tube de petits bouchons que l'on propulse à l'aide d'un pistolet à air comprimé. Ce moyen peut être remplacé par toute autre méthode manuelle.

VI.2.6_ Protection du Condenseur

L'eau de refroidissement utilisée pour des condenseurs de laboratoire étant chimiquement pure (traitée), il n'y a pas lieu de protéger le condenseur.

VI.2.7_ Etanchéité

VI.2.7. Étanchéité.

La réalisation d'un condenseur absolument étanche est impossible. Les endroits où un manque d'étanchéité peut se présenter le plus souvent sont les endroits d'entrées des tubes dans le condenseur.

Pour assurer l'étanchéité du condenseur, nous utiliserons des joints d'étanchéité en Amiante, plus spécialement des fibres d'amiante avec un liant synthétique. Ceux-ci conviennent pour la vapeur d'eau dont la température est inférieure à 300°C . On conseille leur emploi pour assurer l'étanchéité des appareils à vapeur à basse pression.

ANNEXE

A. CALCUL DES PERTES DE CHARGE

A.I. Pertes de charge côté vapeur.

Le calcul de la perte de charge côté vapeur est extrêmement difficile à faire en toute rigueur, les formules existantes ne pouvant prétendre prendre en compte tous les éléments régissant l'écoulement de la vapeur dans le condenseur.

Un fait est certain, elle dépend principalement de la disposition du faisceau tubulaire. Des essais ont été faits par l'Electricité de France (E.D.F.) sur des condenseurs mal conçus initialement; pour réduire la perte de charge, un grand nombre de tubes a été enlevé, ce qui a aéré le faisceau, et malgré la perte de surface d'échange, ceci a été bénéfique à l'amélioration du vide.

A.II. Pertes de charge dans les tubes d'eau.

Le calcul de la perte de charge dans les tubes d'eau est assujéti à la détermination de la nature de l'écoulement dans les tubes, donc au calcul du nombre de REYNOLDS, Re .

A.II.1. Calcul du nombre de REYNOLDS, Re .

Généralement, le nombre de Reynolds est donné par la relation :

$$Re = \frac{\rho V D_i}{\mu} = \frac{V D_i}{\nu} \quad (A.1)$$

Avec :

ρ - Masse volumique de l'eau à T_e ; $[kg/m^3]$

V - vitesse de l'eau dans les tubes $[m/s]$

D_i - Diamètre intérieur du tubes $[m]$

μ - Viscosité dynamique de l'eau à T_e ; $[kg/m.s]$

ν - Viscosité cinématique de l'eau à T_e ; $[m^2/s]$

La Table des propriétés de l'eau à $T_e = 20^\circ C$ donne :

$$\rho = 1001 \text{ kg/m}^3 ;$$

$$\mu = 10^{-3} \text{ kg/m.s} ;$$

$$\nu = 0,101 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}.$$

La vitesse de l'eau dans les tubes est : $V = 1,8 \text{ m/s}$.

Le nombre de REYNOLDS vaut alors :

$$Re = \frac{\rho V D_i}{\mu} = \frac{1001 \cdot 1,8 \cdot 16 \cdot 10^{-3}}{10^{-3}} = 28828,8$$

Prenons $Re \approx 28829$.

Le nombre de REYNOLDS critique est : $Re_{cr} = 2320$,

On a donc : $Re = 28829 > Re_{cr} = 2320$, On en

Conclu que l'écoulement est turbulent dans les tubes.

A.II.2 - Calcul de la Perte de charge

La Perte de charge dans les tubes d'eau étant linéaire, elle se calcul par la relation :

$$\Delta H = \lambda \cdot \frac{l}{D_i} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad ; \quad [m] \quad (A.2)$$

où :

λ - Coefficient linéaire de frottement

l - longueur de la conduite ; [m]

g - Accélération de la pesanteur ; [m/s²]

V - Vitesse de l'eau dans la conduite ; [m/s]

D_i - Diamètre de la conduite [m].

Le nombre de REYNOLDS étant compris entre 4000 et 10⁵, on détermine le coefficient linéaire de frottement d'après la formule de BLASIUS suivante :

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (A.3)$$

Soit :

$$\lambda = \frac{0,3164}{(28829)^{0,25}} = 0,02428$$

Prenons $\lambda \approx 0,0243$.

En supposant la longueur totale de la conduite, majorée des deux longueurs situées de part et d'autre du condenseur, égale à 0,80 m ; soit 800 mm,

la perte de charge linéaire dans la conduite est égale à :

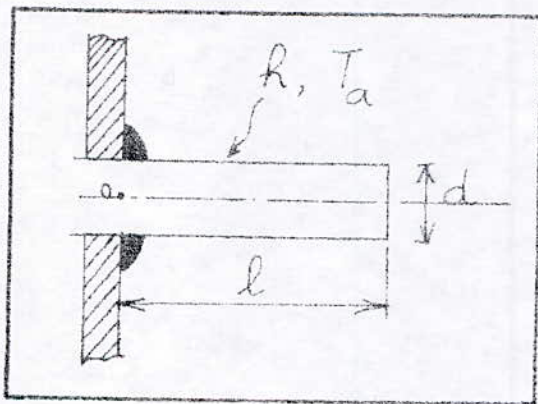
$$\Delta H = \lambda \cdot \frac{l}{D_i} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Soit :

$$\Delta H = 0,0243 \frac{0,300 \cdot 1,8^2}{0,016 \cdot 2 \cdot 9,81} = 0,200 \text{ m}$$

. **Remarque** La perte de charge dans les tubes de circulation d'eau de refroidissement est égale à $\Delta H = 0,200 \text{ m}$. Celle-ci serait d'autant plus élevée que la supposition faite sur la longueur totale de la conduite est grande.

A.II.3 - Calcul du flux de chaleur ^{gagnée} ~~perdue~~, \dot{q}



On assimile le bout du tube sortant de la paroi du condenseur à une ailette soudée à la paroi, de longueur finie l , isolée à son extrémité (ne participe pas à la Convection).

On a un transfert de chaleur par conduction unidimensionnelle. Soumise à une conduction forcée,

l'ailette perd de la chaleur vers son extrémité.

L'équation de POISSON pour une ailette unidimensionnelle de section constante s'écrit :

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - \frac{hP}{KS} = 0 \quad (\text{A.4})$$

avec: $\theta(x) = T(x) - T_a$

où: $T(x)$ - Température mesurée à la distance x

T_a - Température ambiante.

K - Coefficient de conduction

h - Coefficient de convection à l'intérieur

S - Surface latérale de l'ailette

P - Périmètre de l'ailette.

En posant $\frac{d^2\theta}{dx^2} = \theta''$ et $m^2 = \frac{h \cdot P}{KS}$, la relation

(A.4) devient: $\theta'' - m^2\theta = 0$.

La Résolution de cette équation différentielle du 2nd ordre donne:

$$\theta(x) = C_1 e^{mx} + C_2 e^{-mx} \quad (\text{A.5})$$

avec:

C_1 et C_2 - Constantes d'intégration.

Les Conditions aux limites pour une ailette de longueur finie l , isolée à son extrémité sont :

- Pour $x = 0$; $\theta(0) = \theta_0 \equiv T_0 - T_a$ (a)

- Pour $x = l$; $\left. \frac{d\theta(x)}{dx} \right|_{x=l} = 0$ (b)

Ainsi, les conditions (a) et (b) donne; d'après (A.5) un système de deux équations à deux inconnues C_1 et C_2 suivant :

$$\begin{cases} C_1 + C_2 = \theta_0 & (c) \\ mC_1 e^{ml} - mC_2 e^{-ml} = 0 & (d) \end{cases}$$

Sous forme matricielle on a: $A.C = B$; où l'on a:

$$A = \begin{pmatrix} 1 & 1 \\ m e^{ml} & -m e^{-ml} \end{pmatrix} ; C = \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \end{bmatrix} ; B = \begin{bmatrix} \theta_0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

• Résolution du système

Soit ΔA : le déterminant de la matrice A , il est égal à:

$$\Delta A = \begin{vmatrix} 1 & 1 \\ m e^{ml} & -m e^{-ml} \end{vmatrix} = -m(e^{-ml} + e^{ml}) \neq 0$$

Car $m = \sqrt{\frac{h.P}{k.S}} \neq 0$ et $(e^{-ml} + e^{ml}) \neq 0$

Soit ΔC_1 , le déterminant se rapportant à la Constante C_1 , il est égal à:

$$\Delta C_1 = \begin{vmatrix} \theta_0 & 1 \\ 0 & -m e^{-ml} \end{vmatrix} = -m\theta_0 e^{-ml} ;$$

La Constante C_1 est égale à :

$$C_1 = \frac{\Delta C_1}{\Delta A} = \frac{-\theta_0 e^{-ml} \cdot m}{-m(e^{-ml} + e^{ml})}$$

Soit :

$$C_1 = \theta_0 \frac{e^{-ml}}{e^{-ml} + e^{ml}} ;$$

De la manière on obtient :

$$\Delta C_2 = \begin{bmatrix} 1 & \theta_0 \\ m e^{ml} & 0 \end{bmatrix} = -m \theta_0 e^{ml}$$

et donc :

$$C_2 = \frac{\Delta C_2}{\Delta A} = \frac{-m \theta_0 e^{ml}}{-m(e^{-ml} + e^{ml})}$$

Soit :

$$C_2 = \theta_0 \frac{e^{ml}}{e^{-ml} + e^{ml}}$$

Et finalement, en reportant C_1 et C_2 par leurs valeurs dans la relation (A.5) ; on obtient :

$$\theta(x) = \theta_0 \frac{e^{-m(l-x)}}{e^{-ml} + e^{ml}} + \theta_0 \frac{e^{m(l-x)}}{e^{-ml} + e^{ml}}$$

ou encore :

$$\frac{\theta(x)}{\theta_0} = \frac{e^{-m(l-x)} + e^{m(l-x)}}{e^{-ml} + e^{ml}} \quad (\text{A.6})$$

En multipliant et divisant le numérateur et le dénominateur par 2, on obtient :

$$\frac{\theta(x)}{\theta_0} = \frac{\text{ch}[m(l-x)]}{\text{ch}(ml)}$$

D'où on a :

$$\theta(x) = \theta_0 \frac{\text{ch}[m(l-x)]}{\text{ch}(ml)} \quad (\text{A.7})$$

Ainsi, le flux de chaleur perdue par l'ailette est donné par la formule :

$$\dot{q} = -K.S. \left. \frac{\partial \theta(x)}{\partial x} \right|_{x=0} \quad (\text{A.8})$$

$$\text{or } \frac{\partial \theta(x)}{\partial x} = -m \theta_0 \text{sh}[(l-x)m] \cdot \frac{1}{\text{ch}(ml)}$$

et pour $x=0$, on obtient alors :

$$\left. \frac{\partial \theta(x)}{\partial x} \right|_{x=0} = - \frac{m \theta_0 \text{sh}(ml)}{\text{ch}(ml)}$$

Le Flux de chaleur perdue par l'ailette à sa racine est égal à :

$$\dot{q} = K.S.m.\theta_0 \frac{\text{sh}(m.l)}{\text{ch}(ml)} \quad (\text{A.9})$$

• Remarque concernant le calcul du flux de chaleur additionnel.

Ce calcul a été effectué pour les raisons suivantes: les points de prise des températures d'entrée et de sortie d'eau sont situés à la distance l des parois frontales du condenseur (voir schéma); ceci pour éviter l'emploi des thermocouples qui risqueraient de gêner l'écoulement de l'eau à l'intérieur des tubes. Mais le fait de mesurer la température à la distance l , entraîne un inconvénient: il y a donc un flux de chaleur additionnel q_1 et q_2 apparaissant dans les bouts de tubes situés de part et d'autre du condenseur, dû à la transmission par conduction des plaques chaudes du condenseur vers les parois des tubes et ensuite, ces flux sont transmis à l'eau par

Ainsi, le flux de chaleur calculés précédemment s'écrit:

$$\Phi = q_1 + q_2 + q_3$$

avec:

q_1 - flux de chaleur additionnel

q_2 - flux de chaleur additionnel

q_3 - flux de chaleur dû à la condensation de la vapeur dans le condenseur.

Les flux q_1 et q_2 doivent être retranchés du flux total ϕ , soit :

$$q_3 = \phi - q_1 - q_2$$

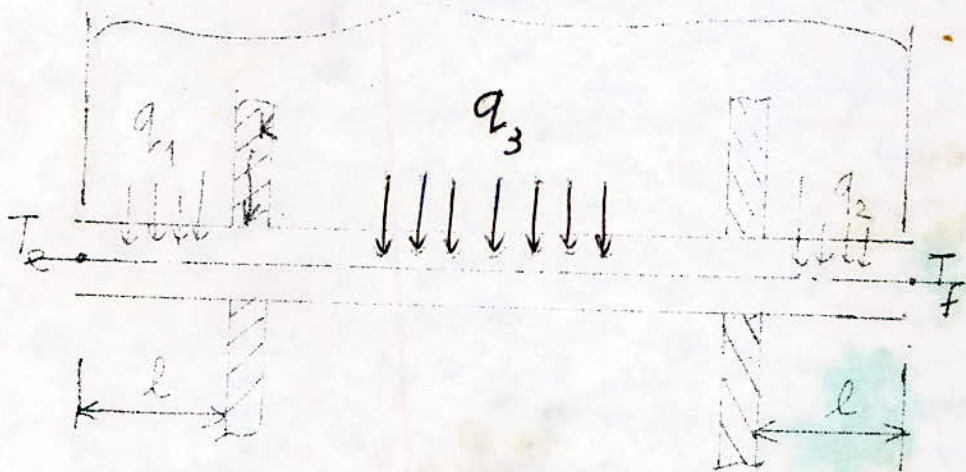


Schéma représentant les flux de chaleur : dû à la condensation, et ceux dûs à la chaleur additionnelle

CONCLUSION

La condensation par film étant le mode le plus courant dans la condensation de la vapeur, dans cette étude, sur le plan théorique, nous avons donné un aperçu sur les notions de la Condensation par film.

Sur le plan pratique, nous avons dimensionné un mini Condenseur de laboratoire capable de condenser un débit de vapeur de 50 KG/h à la pression de saturation de 0,1 bar.

Le dimensionnement d'un condenseur étant assujéti à la détermination des principaux paramètres mis en jeu; entre autres: les températures d'entrée et de sortie d'eau de refroidissement, la surface d'échange, le coefficient de transfert global de chaleur, etc., pour certains d'entre eux, ils doivent être choisis ou calculés judicieusement pour éviter tout risque de surdimensionnement du condenseur.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

(1) MAC ADAMS H.W.

La Transmission de la chaleur, 2^e édition, DUNOD, Paris 1964

(2) R. PEREZ

Cours de Condensation - TM.21, E.N.S.T.A - 1973 -

(3) J.M. KAY

Introduction à la mécanique des fluides et la transmission de chaleur - Edition Dunod, Paris, 1964.

(4) J.F. SACADURA

Initiation aux transferts thermiques - Edition Technique et Documentation, 2^e tirage revu, Paris, 1980

(5) R. BAUS, W. CHAPEAU

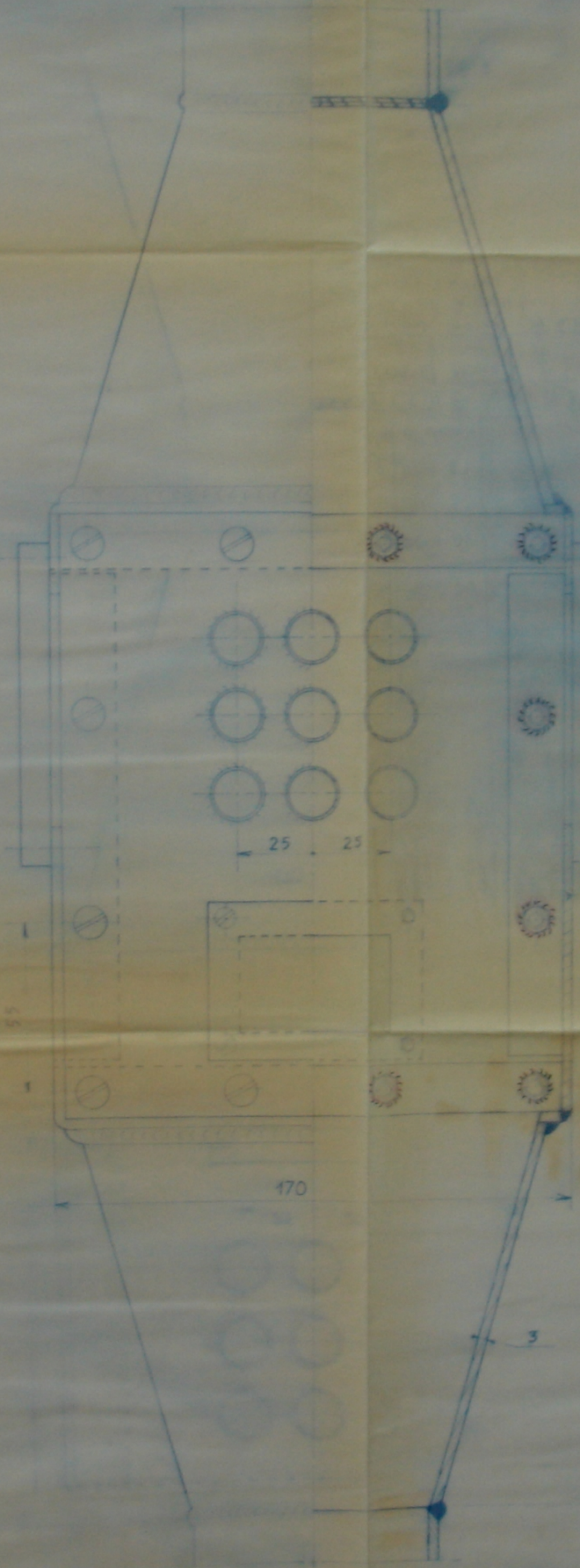
Application du soudage aux constructions, Edition Eyrolles, Paris, 1979.

(6) I.P. ADAM.

Formulaire pratique à l'usage des mécaniciens et outilleurs - 14^e édition, Edition ADAM, Puteaux, 1962

(7) L. GEMINARD, F. GROS LA FAIGE

Construction mécanique - Eléments des projets, Tome 1, Edition Dunod, Paris, 1966



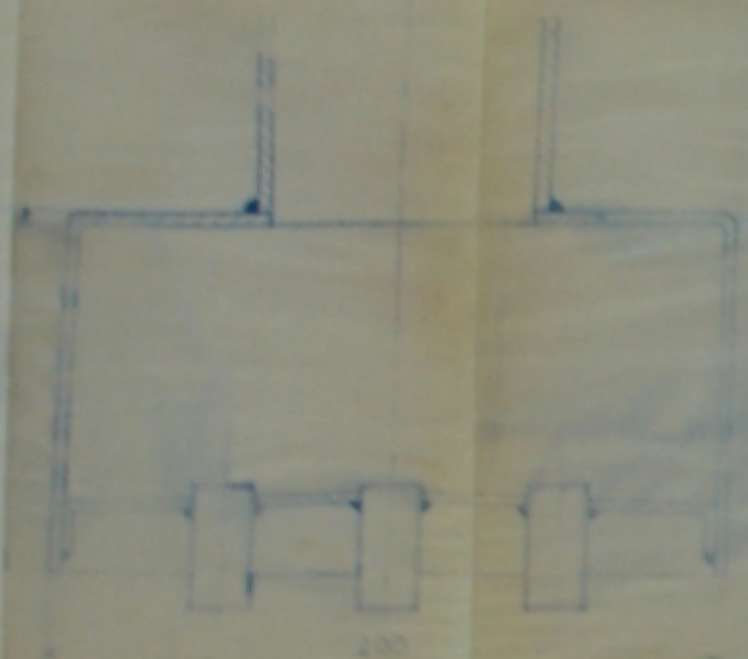
ø 82

PM 01086

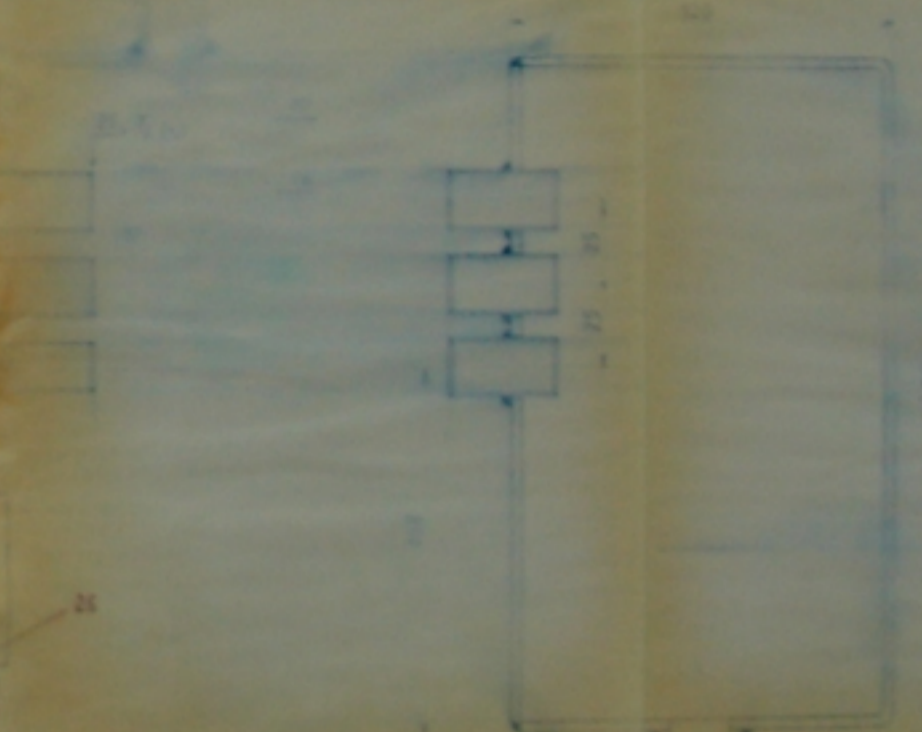
ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Échelle	1	Projet	1/2 COUPE
Matériau	Alu	Projetant	MINI CONDENSEUR
Projeteur	ALDOU	Projetant	DE LABORATOIRE
Part. Proj.	AIT ALL	Projetant	ENPA
Matériau	ALU	Projetant	Dep. MECAN. D'ÉL.

PR100.00



200



Handwritten text or notes at the bottom of the page, possibly a title or description of the drawing.

Handwritten text or notes at the bottom of the page, possibly a title or description of the drawing.

