

وزارة التربية الوطنية  
MINISTERE DE L'EDUCATION NATIONALE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

# PROJET DE FIN D'ETUDES

## SUJET

ETUDE ET DIMENSIONNEMENT D'UNE  
INSTALLATION DE DESHUMIDIFICATION DE  
L'AIR COMPRIE POUR LE LAMINOIRE DE  
METAL-SIDER

Proposé par : N.YOUNSI

Etudié par : BENOUALI HAKIM Dirigé par N.YOUNSI

O.KHEMIS

PROMOTION: JUILLET 1993

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التربية الوطنية  
MINISTERE DE L'EDUCATION NATIONALE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

# PROJET DE FIN D'ETUDES

## SUJET

ETUDE ET DIMENSIONNEMENT D'UNE  
INSTALLATION DE DESHUMIDIFICATION DE  
L'AIR COMPRIE POUR LE LAMINOIRE DE  
METAL-SIDER

Proposé par : N.YOUNSI

Etudié par : BENOUALI HAKIM Dirigé par N.YOUNSI

O.KHEMIS

PROMOTION : JUILLET 1993

E.N.P. 10, Avenue Hacem Badi El-Harrach - ALGER

## ملخص :

الهدف من هذه الأطروحة هو دراسة و تقييم ابعاد محطة ازالة رطوبة الهواء المضغوط الذي يمول مصنع ميتال - سيدار بالاربعاء (ضواحي العاصمة).  
تشمل المحطة على :

- مبرد نهائي يوضع بعد الضاغط.
- مجفف صناعي لإتمام عمل المبرد وذلك حسب الخصائص المرادة للهواء المضغوط المستعمل.

## RESUME :

Ce projet consiste en l'étude et le dimensionnement d'une station de déshumidification de l'air comprimé alimentant le laminoire de METAL-SIDER de l'ARBAA.

L'installation comprendra :

- Un refroidisseur final du type faisceau de tubes et calandre placé a la sortie des compresseurs.
- Un sécheur frigorifique completant l'action du refroidisseur final en poussant plus loin le séchage de l'air comprimé

## SUMMARY :

THE PURPOSE OF THIS PROJECT IS THE DESIGN OF A DRYING STATION OF COMPRESSED AIR FOR THE BILLETING-ROLLS OF METAL-SIDER

THE TREATMENT PLANT OF COMPRESSED AIR IS COMPOUNDED OF :

\*A FINAL REFRIGERANT WHICH IS A "SHELL AND TUBES" TYPE AND IS PLACED AFTER THE COMPRESSOR

\*A FRIGORIFIC DRYER WHICH COMPLETE THE ACTION OF THE FINAL REFRIGERANT BY GIVING TO THE COMPRESSED AIR THE REQUISITE QUALITIES

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier ,au terme de ce travail, mes promoteurs M<sup>r</sup> YOUNSI  
et M<sup>r</sup> KHEMIS pour leur suivi et leurs précieux conseils.

Je remercie également tous les professeurs qui ont contribué à ma  
formation.

Je tiens enfin à exprimer ma profonde gratitude à tous ceux qui, de  
près ou de loin, ont contribué à l'élaboration de cette thèse en  
particulier ZAHRA.

HAKIM

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail à:

- Ma mère
- Mon père
- Mes frères Yacine et Ghiles
- A la mémoire de Belkacem et Sofiane qui nous ont quitté trop tôt.

HAKIM

# S O M M A I R E

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

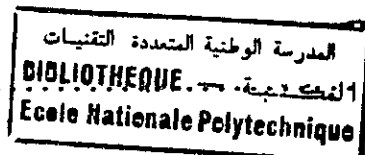
## INTRODUCTION

### CHAPITRE I : GENERALITES

1.1 Présentation de l'usine METAL-SIDER.....	2
1.2 Avantages de l'air comprimé comme source d'énergie.....	3
1.3 Effets nuisibles de l'humidité présente dans l'air comprimé....	4
1.4 Moyens de prévention : traitement de l'air comprimé.....	5
1.5 Objectifs de l'étude.....	6

### CHAPITRE II : ETUDE ET DIMENSIONNEMENT DU REFROIDISSEUR FINAL

11.1 Description de l'appareil.....	7
11.1.1 Calandre.....	7
11.1.2 Faisceau de tubes.....	8
11.1.2.1 Choix du matériau des tubes.....	8
11.1.2.2 Disposition des tubes dans le faisceau.....	9
11.1.2.3 Disposition des chicanes.....	11
11.1.3 Circulation des fluides dans le refroidisseur final.....	12
11.2 Calcul du refroidisseur final.....	13
11.2.1 Introduction.....	13



11.2.2 Etude du transfert de chaleur...	14
11.2.2.1 Equations fondamentales.....	14
11.2.2.2 Coefficient de transfert global $U_g$ .....	16
a - Expression générale.....	16
b - Coefficient de film interne $h_i$ .....	18
c - Coefficient de film externe $h_e$ .....	19
d - Calcul du coefficient global de transfert propre $U_p$ .....	23
e - Température de tube $t_t$ .....	24
f - Resistances d'encrassement.....	25
11.2.3 Etude des pertes de charge.....	27
11.2.3.1 Pertes de charge à l'intérieur des tubes.....	27
11.2.3.2 Pertes de charge à l'extérieur des tubes.....	29
11.2.4 Etude de l'air humide.....	32
11.2.4.1 Propriétés et grandeurs de l'air humide.....	32
a - Loi de DALTON.....	32
b - Humidité absolue.....	32
c - Humidité relative.....	33
d - Masse volumique.....	33
e - Températures caractéristiques de l'air humide.....	34
f - Enthalpie.....	34
11.2.4.2 Refroidissement de l'air humide.....	36
11.2.5 Méthode de calcul.....	38
11.2.5.1 Etat hygrométrique de l'air à l'entrée et à la sortie du refroidisseur final.....	39
11.2.5.2 Bilan thermique.....	42
a - Calcul de la puissance échangée dans le refroidisseur final.....	42
b - Calcul du débit massique de l'air.....	43
c - Calcul du débit massique de l'eau de refroidissement.....	44

d - Calcul de la différence de température logarithmique moyenne.....	44
11.2.5.3 Choix des caractéristiques géométriques de l'échangeur.....	45
11.2.5.4 Choix de la circulation des fluides.....	46
11.2.5.5 Propriétés des fluides en fonction de la température.....	46
11.2.5.6 Plages des valeurs standards de $Re$ et $U$ .....	47
11.2.5.7 Calcul de l'échangeur.....	47
a - Organigramme.....	48
b - Tableau des résultats.....	51
11.2.5.8 Synthèse des résultats.....	51
11.2.6 Conclusion.....	53

CHAPITRE 11 : ETUDE DES DIFFERENTS PROCÉDES DE SECHAGE DE L'AIR  
**COMPRIME**

11.1 Sécheur trigonlique.....	56
11.1.1 Principe du circuit d'air.....	56
11.1.2 Principe du circuit de réfrigération.....	56
11.2 Sécheur par absorption.....	58
11.2.1 Description de l'appareil.....	58
11.2.2 Principe.....	58
11.3 Sécheur par adsorption.....	60
11.3.1 Description de l'appareil.....	60
11.3.2 Principe.....	60



111.4 Avantages et inconvénients des différents sècheurs.....	62
111.4.1 Sècheur frigorifique.....	62
111.4.2 Sècheur par absorption.....	62
111.4.3 Sècheur par adsorption.....	63
111.5 Choix du sècheur.....	64

CHAPITRE IV : ETUDE ET DIMENSIONNEMENT DU SECHEUR FRIGORIFIQUE

IV.1 Théorie des machines frigorifiques à compression de vapeur.....	66
IV.1.1 Eléments principaux d'un circuit frigorifique à compression de vapeur.....	66
IV.1.2 Etude du cycle théorique.....	67
IV.1.3 Etude du cycle pratique.....	69
IV.1.3.1 Suppression du moteur détenteur.....	69
IV.1.3.2 Sous-refroidissement.....	70
IV.1.3.3 Marche en régime sec ou surchauffé.....	70
IV.1.3.4 Cycle retenu.....	73
IV.1.4 Calcul des éléments caractéristiques du circuit frigorifique.....	75
IV.1.5 Fluides frigorifères.....	76
IV.2 Calcul des différents éléments du sècheur frigorifique.....	77
IV.2.1 Calcul de l'échangeur air/air.....	77
IV.2.2 Etude du cycle thermodynamique du circuit frigorifique.....	86

IV.2.3 Calcul de l'évaporateur.....	88
IV.2.4 Calcul du condenseur.....	93
IV.2.5 Calcul du compresseur.....	97
IV.2.6 Conclusion.....	100
 IV.3 Appareils auxiliaires des circuits frigorifiques.....	 102
IV.3.1 Séparateur d'huile.....	102
IV.3.2 Réservoir de liquide frigorifique.....	103
IV.3.3 Séparateur de liquide.....	103
IV.3.4 Le déshydrateur.....	103
IV.3.5 Les filtres.....	104
IV.3.6 La pompe de liquide.....	104
IV.3.7 Clapet de non retour.....	104
 IV.4 Appareils de régulation et de sécurité.....	 105
IV.4.1 Les régulateurs de température.....	105
a - Le thermostat.....	105
b - Détendeur thermostatique.....	105
IV.4.2 Les régulateurs de pression.....	105
a - Pressostat.....	105
b - Robinet à pression constant.....	106
c - Robinet de démarrage.....	106
d - Robinet magnétique.....	106
e - Robinet à action brusque.....	106
f - Régulateur de capacité.....	106

CONCLUSION .

Symbole	Unités	Désignation
A	m <sup>2</sup>	Surface d'échange
B	m	Espacement entre chicanes
F	KH	Coefficient de correction
GC	$\frac{m^2}{s}$	Vitesse massique moyenne dans la Calandre
GL	"	Vitesse massique transversale
GL	"	Vitesse massique longitudinale
H	$\frac{KJ}{kg}$	Enthalpie de l'air humide
KWh	$\frac{KJ}{KWh}$	Production frigorifique spatique
M	$\frac{kg}{s}$	Débit massique du fluide chaud
NC		Nombre total de chicanes
NL		Nombre total de tubes
NU		Nombre de Prandtl
PA	Pa	Pression partielle de l'air sec
PV	"	Pression partielle de la vapeur d'eau
PS	"	Pression de saturation de la vapeur
PE		Nombre de Prandtl
Q	W	Puissance transmise dans l'échangeur
RO	$\frac{m^2}{K}$	Nombre de Reynolds
RI	$\frac{m}{K}$	Résistance dans le fluide à l'intérieur des tubes
RO	"	Résistance dans le fluide à l'extérieur des tubes
RS	"	Résistance totale à l'écoulement
RST	"	Résistance due au film d'écoulement à l'extérieur du tube

LISTE DES SYMBOLES

المركز الوطني للتكنولوجيا  
 المكتبة - الوطنية  
 Ecole Nationale Polytechnique

Symbole	Unités	Désignation
$R_{so}$	$\frac{W}{m^2 K}$	Résistance due au film d'encrassement à l'extérieur du tube
$T_c$	K	Température de Condensation du fluide frigorigène
$T_o$	"	Température d'évaporation du fluide frigorigène
$T_{sr}$	"	Température de sous-refroidissement
$U_p$	$\frac{W}{m^2 K}$	Coefficient global de transfert propre
$U_s$	"	Coefficient global de transfert sale
$k$		Rapport de la surface de la calandre à la surface fibre sous chicane
$\Delta P$	bar	Perte de charge
$\Delta T_m$	K	Différence de température logarithmique moyenne
$a_{cl}$	$m^2$	Surface de passage longitudinal à travers la chicane
$a_{ct}$	$m^2$	Aire de passage transversal entre chicanes
$cp_c$	$\frac{KJ}{kg K}$	chaleur massique du fluide chaud
$cp_f$	"	chaleur massique du fluide froid
$d_o$	m	diamètre extérieur du tube
$d_i$	"	diamètre intérieur du tube
$f$		coefficient de friction
$h$	m	Hauteur libre sous-chicane
$h_o$	$\frac{W}{m^2 K}$	coefficient de film externe
$h_i$	"	coefficient de film interne
$h_a$	Pa	Enthalpie massique de l'air sec
$h_v$	"	Enthalpie massique de la vapeur d'eau
$h_l$	"	Enthalpie massique de l'eau de condensation

Symbole	Unités	Designation
$\dot{m}$	$\frac{kg}{s}$	Débit massique du fluide froid
$\dot{m}_a$	"	Débit massique de l'air sec
$\dot{m}_v$	"	Débit massique de la vapeur d'eau
$\dot{m}_l$	"	Débit massique de l'eau de condensation
$\dot{m}_m$	"	Débit massique du fréon 12
$q_v$	$\frac{m^3}{s}$	Débit volumique du fréon 12
$t_c$	K	Température moyenne du fluide froid
$t_L$	K	Température du tube
$\epsilon$		Coefficient d'effet frigorigène
$\phi$		Coefficient de correction
$\varphi$	%	Humidité relative
$\lambda$	$\frac{W}{m \cdot K}$	Conductivité thermique
$\eta_i$		rendement indiqué
$\eta_m$		rendement mécanique
$\eta_v$		rendement volumétrique
$\rho$	$\frac{kg}{AS}$	Humidité absolue
$\mu$	$\frac{N \cdot s}{m^2}$	Viscosité absolue
$\mu_L$	"	Viscosité absolue à la température du tube.

LISTE DES TABLEAUX

N° Tableau	Designation	Page
11.1	Diamètres normalisés de la calandre	8
11.2	Caractéristiques des tubes d'échangeur	9
11.3	Valeurs normalisées du pas des tubes	10
11.4	Valeurs de l'aire de passage transversal $a_{ct}$	22
11.5	Résistances d'encrassement $R_s$	26
11.6	Coefficient de transfert sale $U_s$	27
11.7	Etat hygrométrique de l'air dans le refroidisseur	41
11.8	Tableau des résultats	51
11.9	Résultats complets du calcul du refroidisseur final	52
11.1	Etat hygrométrique de l'air dans l'échangeur air/air	77
11.2	Caractéristiques thermodynamiques du cycle Irigo	87
11.3	Etat hygrométrique de l'air dans l'évaporateur	89

LISTE DES FIGURES

N <sup>o</sup> Figure	Désignation	Page
11.1	Refroidisseur final	7
11.2	Disposition des tubes du faisceau	10
11.3	Chicane transversale du faisceau	11
11.4	Résistances au transfert	16
11.5	Écoulement du fluide à travers la calandre	19
11.6	Courants transversaux et longitudinaux	20
11.7	Aire de passage entre deux chicanes	22
111.1	Schéma du sécheur frigorifique	57
111.2	Schéma du sécheur par absorption	59
111.3	Schéma du sécheur par adsorption	61
1V.1	Schéma de principe d'un cycle à compression de vapeur	66
1V.2	Cycle théorique de la machine à compression de vapeur	67
1V.3	Suppression du moteur détenteur	69
1V.4	Cycle à compression de vapeur avec sous-refroidissement	70
1V.5	Marche en régime humide	71
1V.6	Cycle à compression de vapeur avec sous-refroidissement et surchauffe	73
1V.7	Cycle pratique de la machine frigorifique	74
1V.8	Zones fonctionnelles du condenseur	95

# INTRODUCTION



## INTRODUCTION

L'utilisation de l'air comprimé comme source d'énergie commença dès la fin du 19<sup>ème</sup> siècle.

En effet, les premières perforatrices à air comprimé apparurent lors du percement du tunnel de Mont-Cenis (1862-1871).

En 1867, G. Westinghouse déposa son premier brevet de frein à air comprimé.

En 1880, l'énergie électrique n'étant pas encore distribuée, Victor Popp installa à Paris une petite centrale de compression d'air pour alimenter une distribution publique de l'heure à partir d'une horloge mère.

Son réseau s'étendit rapidement pour fournir de la force motrice aux petits industriels qui ne pouvaient installer de machines à vapeur et éclairer les premières brasseries parisiennes à l'électricité produite par une dynamo entraînée par un moteur à air comprimé.

Au fur et à mesure que se développèrent les utilisations de l'air comprimé, la qualité de ce dernier devint très rapidement une exigence notamment dans les industries alimentaires et pharmaceutiques ainsi que son application en milieu hospitalier.

En effet, à la sortie du compresseur, l'eau de condensation, l'huile de graissage ainsi que les impuretés contenus dans l'air comprimé, forment une émulsion qui provoque des défaillances et le mauvais fonctionnement des équipements.

Les différentes techniques de traitement de l'air comprimé vont donc avoir pour fonction de rendre à celui-ci des qualités acceptables selon l'utilisation recherchée.

**CHAPITRE 1**

**GENERALITES**

GENERALITES

I.1 PRESENTATION DE L'USINE "METAL-SIDER"

La société METAL-SIDER située à L'ARBAA sur la route de METTAH produit du rond à béton de différents diamètres sur un laminoire usagé d'une capacité de production de l'ordre de 150.000 tonnes par an.

Le procédé de fabrication consiste à chauffer des billettes d'acier de dimensions 115 x 115 x 4000 mm, à une température de l'ordre de 1160°C, ensuite elles sont admises dans un laminoire où elles subissent des déformations en passant par plusieurs cages de laminage de différents calibres jusqu'à l'obtention de leur forme définitive au diamètre désiré.

Le nombre de calibres rencontrés est de 23 pour les petits diamètres et pour les grands il est de 16.

A la sortie du laminoire, les ronds à béton passent sur le lit de refroidissement où ils subissent un refroidissement à l'air libre avant leur mise en longueur et en fardeau et leur commercialisation.

La station d'air comprimé de l'unité est constituée de :

\* La salle des compresseurs : elle dispose de 4 compresseurs à palettes E 92 fonctionnant deux à deux par intermitence, elle produit de l'air comprimé à 7,7 bars et 77°C.

\* Le réservoir tampon : il est d'une capacité de 6000 l, son rôle consiste à régulariser le débit d'air et faire face aux demandes momentanées qui dépassent la capacité des compresseurs.

\* Le réseau de distribution : il est constitué par la tuyauterie qui alimente les différents appareils pneumatiques.

L'air comprimé produit est utilisé comme source d'énergie alimentant les appareils pneumatiques tels que les électrovannes et les vérins, les embrayages et les freins pneumatiques, la cisaille, etc...

L'air comprimé est aussi utilisé dans les différentes opérations de nettoyage notamment dans le barbotage des fosses à battitures pour remettre en suspension dans l'eau de refroidissement les impuretés solides.

## I.2 AVANTAGES DE L'AIR COMPRIME COMME SOURCE D'ENERGIE

L'omniprésence de l'air comprimé dans pratiquement toutes les activités industrielles ne signifie pas pour autant que cette forme d'énergie soit une panacée universelle.

L'air comprimé est généralement utilisé en parallèle avec l'électricité, l'électronique ou l'hydraulique.

Les avantages spécifiques de l'air comprimé sont les suivants :

- \* Il est sans danger pour le personnel qui n'a plus besoin de se prémunir contre les risques d'électrocution, ni de prévoir des dispositifs de mise à terre, ni d'installation à très basses tensions.
- \* Il offre une grande souplesse d'application, en effet, alors que l'outil électrique démarre brusquement à la fermeture de l'interrupteur, la machine pneumatique peut prendre progressivement sa vitesse de rotation ou de déplacement au gré de l'opérateur.
- \* Il préserve l'environnement du fait qu'il n'est nullement polluant.

### 1.3 EFFETS NUISIBLES DE L'HUMIDITE PRESENTE DANS L'AIR COMPRIME

L'air comprimé contient toujours une certaine quantité d'eau selon l'état hygrométrique de l'air admis dans le réseau de compression.

En raison de la température relativement élevée à laquelle l'air quitte le compresseur, cette eau se trouve transportée sous forme de vapeur. Lors de son cheminement dans le réseau de distribution et suite aux pertes de chaleur considérables, la capacité de transport d'eau de l'air se trouve réduite dans des conditions telles que cette eau se condense. La présence de ces condensats entraîne des nuisances importantes dans toutes l'installation telles que :

- \* L'oxydation des organes internes de la tuyauterie et des appareils pneumatiques.
- \* La chute du rendement des outils pneumatiques par givrage de l'eau à l'échappement.
- \* La présence de l'eau dans l'air comprimé provoque des "coups de bélier" dans les conduites, réduisant la capacité de ces dernières et en cas de gel, peut même en provoquer l'éclatement.
- \* Dans les outils pneumatiques, l'eau chasse le lubrifiant, ce qui produit une usure rapide, une consommation excessive et des frais d'entretien élevés.
- \* En plus de l'eau, une certaine quantité d'huile de graissage (des compresseurs) est toujours transportée par l'air comprimé. Ces vapeurs d'huile se condensent en se refroidissant et si on ne les élimine pas, elles s'accumulent dans le réservoir d'air et dans les canalisations en y constituant des dépôts qui, dans des conditions anormales de fonctionnement peuvent s'allumer et provoquer des explosions.

#### I.4 MOYENS DE PREVENTION : TRAITEMENT DE L'AIR COMPRIME

Pour le bon fonctionnement de l'installation et la diminution de son entretien, le traitement de l'air comprimé est indispensable afin de diminuer au maximum les condensats de vapeur d'eau et les dépôts d'huile.

Pour faire passer l'eau de la phase gazeuse à la phase liquide, on peut soit comprimer l'air au delà de la pression d'utilisation soit le refroidir.

La première méthode entraîne bien entendu une dépense d'énergie supplémentaire et des frais d'investissement plus élevés puisqu'il s'agit d'approvisionner un compresseur à haute pression, ce qui rend ce procédé inapplicable dans l'industrie. C'est la méthode par refroidissement de l'air comprimé au refoulement du compresseur qui est de très loin la plus employée actuellement. Le moyen le plus simple est d'utiliser un agent naturel comme l'air ou l'eau, ce refroidissement est obtenu dans ce qu'il est convenu d'appeler des "refroidisseurs finaux" placés au refoulement du compresseur. Ils consistent essentiellement en un carter en acier contenant un faisceau de tubes, l'eau de refroidissement circule autour des tubes à contre-courant de l'air comprimé qui passe dans ces derniers.

Pour pousser plus loin le séchage de l'air comprimé, on utilise généralement en plus du refroidisseur final d'autres procédés qui seront abordés plus en détails au chapitre III.

## 1.5 OBJECTIFS DE L'ETUDE

Après la mise en service de la station d'air comprimé alimentant l'usine METAL-SIDER, certaines défaillances ont été observées. En effet, en plus des nuisances que nous avons citées au (§1.3) une pâte graisseuse constituée par l'eau de condensation et les dépôts d'huile, obstruait les orifices d'alimentation des électrovannes provoquant l'usure rapide des joints ainsi que des irrégularités dans l'alimentation des appareils pneumatiques. Ces problèmes nécessitaient de fréquents arrêts de la production pour changer les électrovannes entraînant par la suite un certain manque à gagner.

Le but du projet est donc de pallier à toutes ces nuisances par le dimensionnement d'un refroidisseur final, ainsi que d'un sécheur pour le traitement de l'air comprimé avant son utilisation. L'étude détaillée de ces derniers sera faite respectivement aux chapitres II et IV.

# CHAPITRE 2

## ETUDE ET DIMENSIONNEMENT DU REFROIDISSEUR FINAL



ETUDE ET DIMENSIONNEMENT DU REFROIDISSEUR FINAL

II.1. DESCRIPTION DE L'ECHANGEUR

Ce type d'échangeur est très répandu dans la construction des refroidisseurs finaux dans les stations d'air comprimé. L'échangeur est constitué par un faisceau de tubes montés sur deux plaques tubulaires et portant un certain nombre de chicanes. A l'une des extrémités est fixée la boîte de distribution qui assure la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau, tandis-que à l'autre extrémité se trouve un séparateur de condensats. Le faisceau est logé dans une calandre, munie de tubulures d'entrée et de sortie pour le second fluide qui circule à l'extérieur des tubes suivant le chemin imposé par les chicanes (voir Fig.II.1).

REMARQUE

Tous les éléments entrant dans la construction des échangeurs ont fait l'objet d'une normalisation publiée par la T.E.M.A (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association) qui spécifie les caractéristiques mécaniques et thermiques correspondant aux diverses conditions de fonctionnement.

II.1.1 CALANDRE

Pour un diamètre nominal de la calandre inférieur à 24" (0,6096m) les constructeurs optent pour une calandre en un seul tube d'acier pour des pressions de service de 1 à 20 bars. Au delà de 24" (0,6090m), la calandre est réalisée à partir de plaques d'acier roulés et soudés.

Dans la construction des calandres, on utilise le plus généralement l'acier au carbone.

- 1. Boite de distribution
- 2. Plaque tubulaire
- 3. Calandre
- 4. Faisceau
- 5. Chicane transversale
- 6. Separateur de Condensats

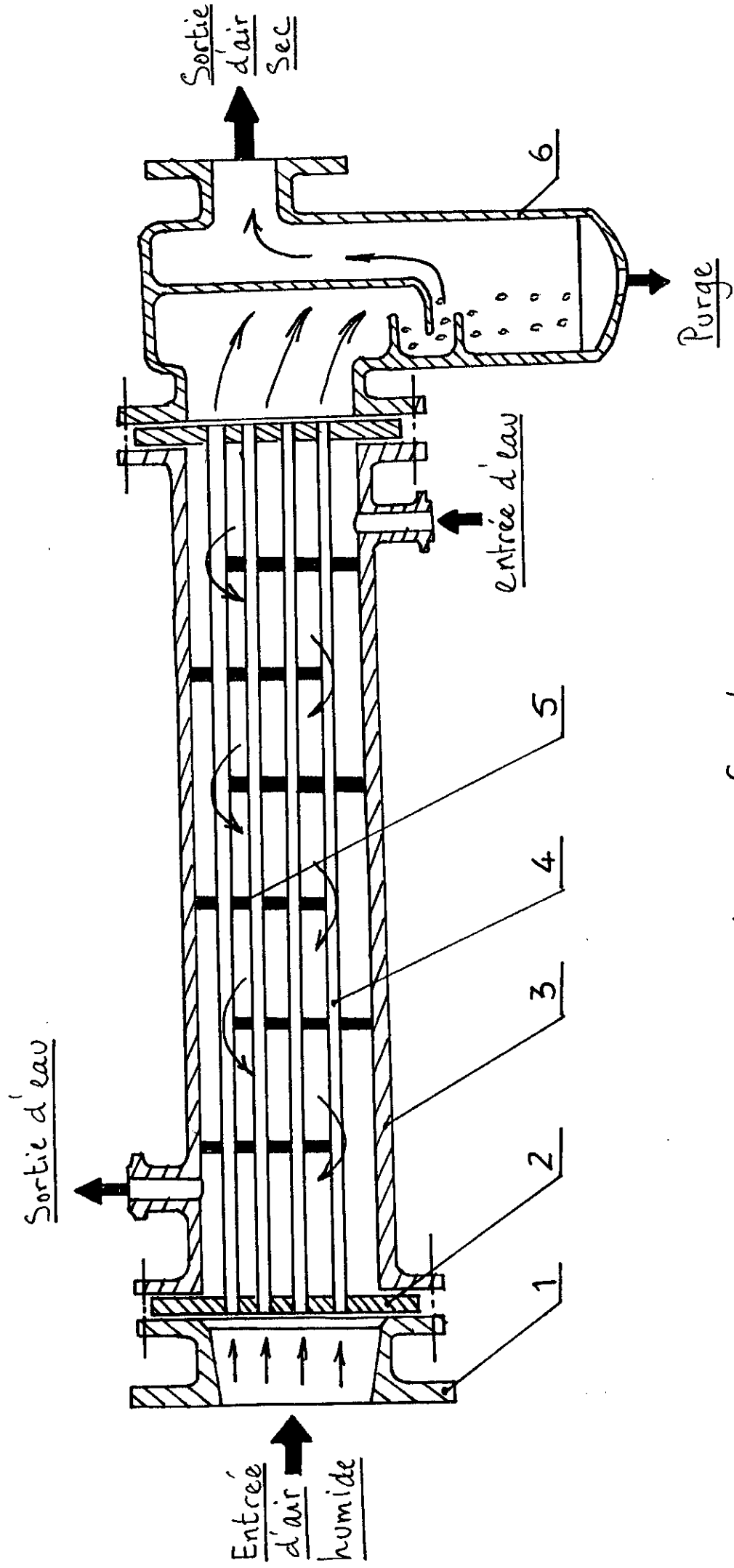


Fig II. 1. Refroidisseur final

Quelques diamètres normalisés de la calandre sont spécifiés par le (tableau II.1)

TABLEAU II.1

DIAMETRES NORMALISES DE LA CALANDRE

Diamètre de la Calandre $D_c$	(in)	8	10	12	$13 \frac{1}{4}$	$15 \frac{1}{4}$	$17 \frac{1}{4}$	$19 \frac{1}{4}$	$21 \frac{1}{4}$	$23 \frac{1}{4}$	25
	(cm)	20,3	25,4	30,5	33,7	38,7	43,9	48,9	54,0	59,1	63,5

### II.1.2 FAISCEAU DE TUBES

Les tubes constituant le faisceau, font l'objet de normalisation et forment une classe spéciale répondant aux spécifications du tableau (II.2).

Le diamètre nominal correspond au diamètre extérieur pour lequel les tolérances sont sévères.

Les épaisseurs de tubes sont normalisées selon le calibre B.W.G (Birmingham Wire Gage).

On utilise le plus couramment les tubes 12 - 14 ou 16 B.W.G dans des longueurs de (8-12-16 et 20 ) Ft, correspondant à (2,4 - 3,6 - 4,8 et 6 ) m.

#### II.1.2.1 CHOIX DU MATERIAU DES TUBES

Les conditions de fonctionnement imposent le choix suivant du matériau:

- \* Acier au carbone : pour usage général.
- \* Laiton amirauté : pour les appareils travaillant avec l'eau de mer.
- \* Aciers alliés : pour les produits corrosifs et les températures élevées.
- \* Aluminium ou cuivre : Pour les très basses températures

**TABLEAU II.2**

**CARACTERISTIQUES DES TUBES D'ECHANGEURS**

DIAMETRE EXTERIEUR (in et mm)	BWG	EPAISSEUR (mm)	DIAMETRE INTERIEUR (cm)
1/2 in (12,7mm)	14	2,10	0,848
	16	1,65	0,940
	18	1,24	1,021
3/4 in (19,05mm)	10	3,40	1,224
	12	2,77	1,351
	14	2,10	1,483
	16	1,65	1,575
	18	1,24	1,665
1 in (25,4mm)	10	3,40	1,859
	12	2,77	1,986
	14	2,10	2,118
	16	1,65	2,210
	18	1,24	2,291
1 1/4 in (31,75mm)	10	3,40	2,494
	12	2,77	2,616
	14	2,10	2,743
	16	1,65	2,845
	18	1,24	2,921

**II.1.2.2 DISPOSITION DES TUBES DANS LE FAISCEAU**

Les tubes sont fixés à chacune de leurs extrémités par mandrinage dans deux plaques tubulaires.

La perforation des trous dans ces plaques est normalisée, elle s'effectue selon une disposition soit au pas carré, soit au pas triangulaire (voir fig.II.3).

Le pas triangulaire permet de placer environ 10% de tubes de plus que le pas carré sur une plaque tubulaire de diamètre donné, mais en contrepartie, cette disposition des tubes rend impossible leur nettoyage extérieur par insertion de grattoirs ou de racloirs à travers le faisceau.

Il faut alors avoir recours au nettoyage chimique et réserver leur emploi pour des fluides propres.

Le tableau (II.3) présente les caractéristiques d'appareils les plus fréquemment utilisés.

TABLEAU II.3 Valeurs normalisées du pas des tubes du faisceau

DIAM EXT DU TUBE (in)	NATURE DU TUBE	EPAISSEUR BWG	ETAT DU FLUIDE	PAS UTILISE
$\frac{3}{4}$	ACIER	14	PROPRE	TRIANGULAIRE $P=15/16"$
	NON FERREUX OU ALLIE	16	SALE	CARRE $p=1"$
1	ACIER	12	PROPRE	TRIANGULAIRE $P=1" \frac{1}{4}$
	NON FERREUX OU ALLIE	14	SALE	CARRE $p=1" \frac{1}{4}$

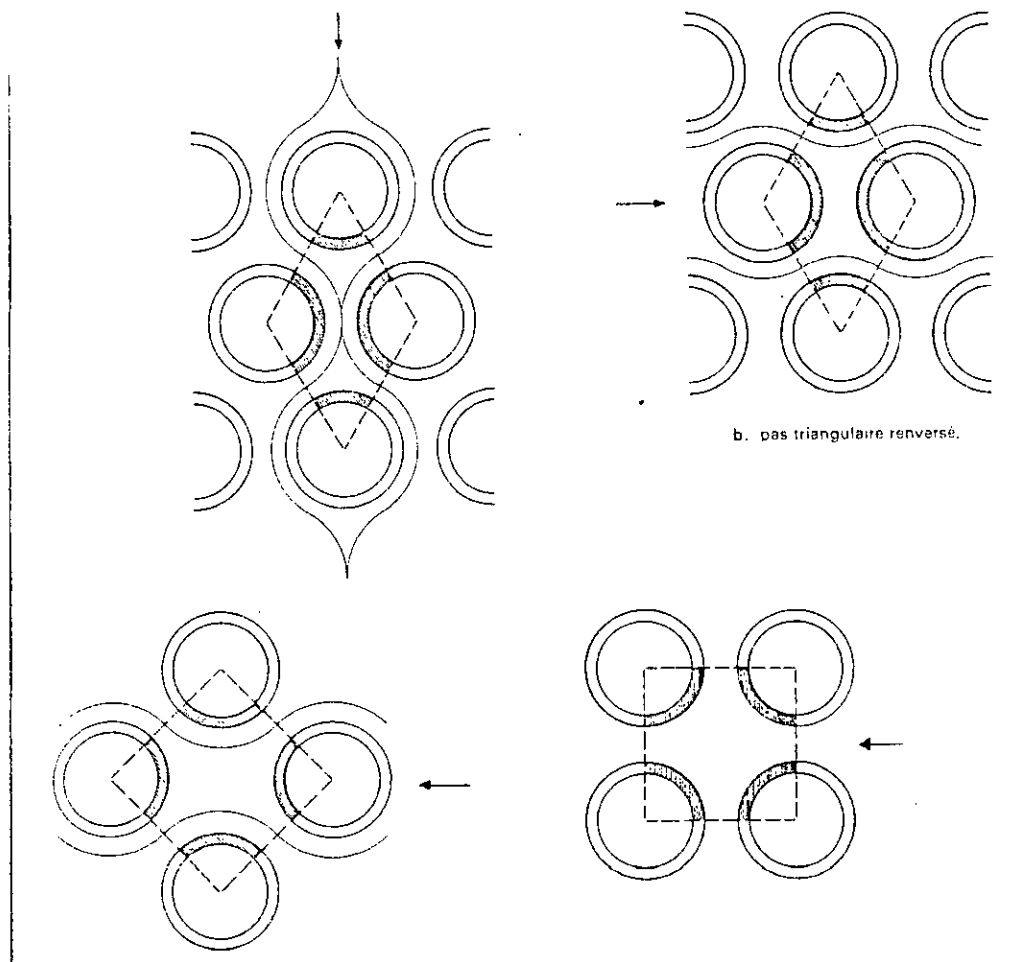


Fig.II.2 DISPOSITION DES TUBES DU FAISCEAU

### II.1.2.3 DISPOSITION DES CHICANES

Le faisceau de tubes porte également des chicanes transversales qui ont pour but d'allonger le chemin du fluide circulant dans la calandre et d'améliorer ainsi le coefficient de transfert à l'extérieur des tubes par accroissement de la vitesse.

Ces chicanes sont généralement constituées par un disque ayant un diamètre légèrement inférieur à celui de la calandre et comportant un segment libre dont l'aire représente 20 à 45% de la section totale du disque.

Des essais de normalisation tendent à imposer une hauteur du segment libre sous chicane égale à 25% du diamètre intérieur " $D_c$ " de la calandre.

L'espacement "B" entre chicanes qui conditionne directement la vitesse du fluide est comprise entre  $(D_c/5)$  et  $(D_c)$ .

Pour éviter les vibrations des chicanes et les entailles qui pourrait s'en suivre sur les tubes, ces dernières doivent avoir une épaisseur d'au moins 3,18mm ou mieux de 4,76 à 6,35mm.

Ces chicanes assurent en outre la rigidité du faisceau et sont solidaires de la plaque tubulaire fixe au moyen de tirant et entretoise.

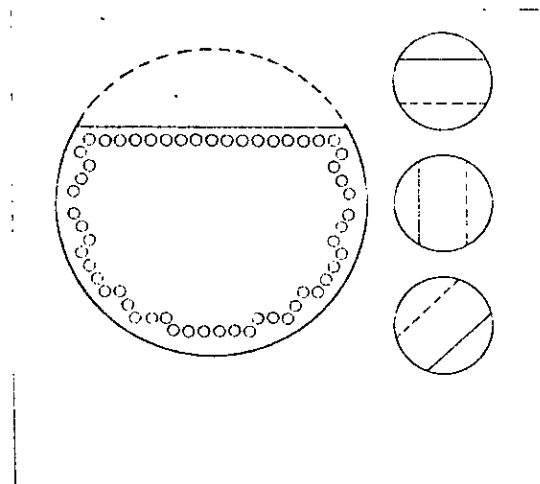


Fig.II.3 CHICANE TRANSVERSALE DU FAISCEAU

### II.1.3 CIRCULATION DES FLUIDES DANS LE REFROIDISSEUR FINAL

La circulation des fluides à l'intérieur ou à l'extérieur des tubes doit prendre en considération plusieurs paramètres.

En effet, 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 intérieur sans démonter le faisceau.

Si les deux fluides sont aussi encrassant l'un que l'autre 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'une corps résistant à la pression.

Lorsque l'un des fluides est corrossif, il doit circuler à l'intérieur des tubes pour éviter la dépense d'un métal spécial pour le corps.

Si l'un des fluides est beaucoup plus visqueux que l'autre, il peut circuler à travers le corps pour augmenter le coefficient de transfert global et par conséquent diminuer la surface d'échange.

Par ailleurs il faut tenir compte également du rapport des débits et de celui des sections de passage dans le faisceau et dans la calandre, en mettant le plus grand débit dans la plus grande section.

Si les débits sont disproportionnés, on devra prévoir le plus petit débit à l'intérieur du faisceau.

## II.2 CALCUL DU REFROIDISSEUR FINAL

### II.2.1 INTRODUCTION

Le calcul d'optimisation d'un appareil est un problème complexe.

En effet, dans tout calcul d'échangeur, le but est de récupérer une certaine quantité de chaleur dans des conditions optimales.

La dualité, transfert de chaleur-perte de charge domine tout le problème. En effet, le coefficient de transfert global est d'autant plus élevé que la vitesse de circulation et donc le nombre de Reynolds sont élevés, ce qui entraîne une réduction de la surface d'échange à prévoir.

En contre partie, l'élévation du nombre de Reynolds provoque une augmentation de la perte de charge, exigeant par conséquent plus d'énergie de sorte que ce que l'on a gagné sur la surface d'échange est contrebalancé par l'accroissement des frais d'exploitation.

Le calcul de tout appareil comportera donc toujours deux études parallèles : transfert de chaleur et perte de charge.

Une autre incidence indirecte de la vitesse de circulation est l'encrassement des tubes qui se traduit par deux résistances supplémentaires au transfert réduisant la quantité de chaleur échangée et conditionne directement la fréquence des arrêts pour le nettoyage et les frais d'entretien.

Au cours du calcul, il faudra donc tenir compte de cette chute du coefficient global de transfert pendant la période d'activité de l'appareil.



## II.2.2 ETUDE DU TRANSFERT DE CHALEUR

### II.2.2.1 EQUATIONS FONDAMENTALES

En ne prenant en considération que les conditions d'entrée et de sortie des deux fluides et si l'on néglige les pertes thermiques, le bilan de chaleur global de l'échangeur sera :

$$Q = \dot{M} C_{cp} (T_1 - T_2) = \dot{m} C_{cp} (t_2 - t_1) \quad ( II.1 )$$

Où :

- Les indices 1,2 pour l'entrée et la sortie respectivement
- $\dot{M}, \dot{m}$  : respectivement débits massiques des fluides chaud et froid.
- $C_{p_c}, C_{p_f}$  : respectivement chaleurs massiques des fluides chaud et froid
- $T, t$  : respectivement températures des fluides chaud et froid

La quantité de chaleur transmise dans l'échangeur peut être calculée par l'équation de FOURIER:

$$Q = U A \Delta T_m \quad ( II.2 )$$

Où :

- $A$  : Surface total d'échange ( $m^2$ ).
- $U$  : Coefficient global de transfert de chaleur ( $\frac{W}{m^2 K}$ )
- $\Delta T_m$  : Différence de température logarithmique moyenne ( K ).

La différence de température logarithmique moyenne  $\Delta T_m$  pour un échangeur à contre courant pur est donné par :

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left( \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad ( II.3 )$$

Où:  $\left\{ \begin{array}{l} \Delta T_1 = T_1 - t_2 : \text{à l'extrémité chaude.} \\ \Delta T_2 = T_2 - t_1 : \text{à l'extrémité froide.} \end{array} \right.$

#### REMARQUES

\* Pour les échangeurs de chaleur "faisceau et calandre" à plusieurs passages côté tube et plusieurs passages côté calandre, l'équation (II.2) n'est plus applicable. D'après l'étude faite par Underwood et présentée sous sa forme définitive par Nagle, Bowman et Mueller, l'équation générale de transfert s'écrira :

$$Q = U A F \Delta T_m$$

Où:  $\left\{ \begin{array}{l} \Delta T_m : \text{Différence de température logarithmique moyenne donnée} \\ \text{par l'équation (II.3)} \\ F : \text{Coefficient de correction.} \end{array} \right.$

Le facteur F mesure l'efficacité de l'échangeur par rapport au contre courant pur.

La valeur de F est donnée par des abaques suivant le type d'échangeur dont on dispose.

\* Pour les échangeurs de chaleur "faisceau et calandre" à un seul passage côté tube et un seul passage côté calandre Mc Adams propose de considérer un tel échangeur comme étant à contre courant pur et de ce fait prendre  $F = 1$ .

## II.2.2.2 COEFFICIENT DE TRANSFERT GLOBAL $U_s$

### a) Expression générale

Pour un élément de tube de longueur  $dl$ , le flux de chaleur correspondant  $dq$  s'écoulera en rencontrant cinq résistances (Fig.II.4) :

- $R_o = 1/h_o$  : Résistance dans le fluide à l'extérieur du tube.
- $R_i = 1/h_i$  : Résistance dans le fluide à l'intérieur du tube.
- $R_{so}$  : Résistance due au film d'encrassement déposé sur l'extérieur du tube.
- $R_{si}$  : Résistance due au film d'encrassement déposé à l'intérieur du tube.
- $R_t$  : Résistance due la paroi métallique du tube (elle peut être négligée dans les calculs).

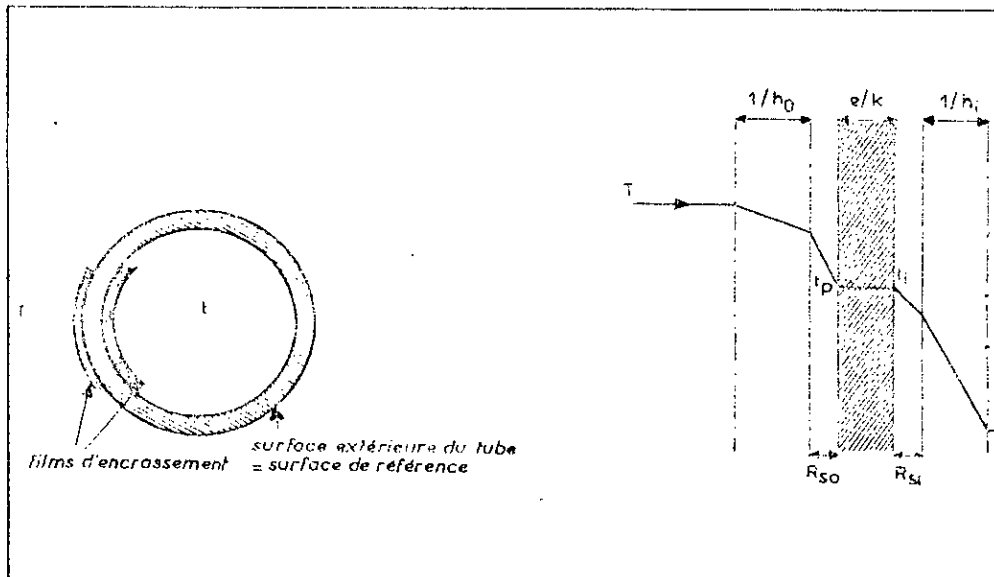


Fig. II.4 : RESISTANCES AU TRANSFERT

### REMARQUE

Il est nécessaire de rapporter tous ces termes à la même surface, on choisira la surface extérieure du tube comme référence.

Ce qui amène à corriger les résistances intérieures  $R_i$  et  $R_{si}$  par :

$$\left| \begin{array}{l} R_{sio} = R_{si} \frac{d_o}{d_i} \\ h_{io} = h_i \frac{d_i}{d_o} \end{array} \right.$$

La résistance globale au transfert prendra la forme suivante :

$$R_s = \frac{1}{U_s} = \frac{1}{h_o} + R_{so} + R_{sio} + \frac{1}{h_{io}} \quad ( II.4 )$$

Où:  $U_s$ : Coefficient global de transfert sale relatif à l'élément de tube  $dl$ .

Quand l'échangeur est neuf, les résistances  $R_{si}$  et  $R_{so}$  sont nulles et on définit alors un coefficient de transfert propre  $U_p$  par :

$$\frac{1}{U_p} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{io}} = \frac{h_{io} + h_o}{h_o h_{io}} \quad ( II.5 )$$

La détermination des coefficients de transfert  $U_s$  et  $U_p$ , nécessite l'estimation des coefficients de film  $h_i$  et  $h_o$ , ainsi que les résistances d'encrassement  $R_{oi}$  et  $R_{so}$ .

b) Coefficient de film interne  $h_i$

L'expression générale du coefficient de film interne  $h_i$  en convection forcée à l'intérieur d'un tube est due à Sieder et Tate et est donnée par :

$$Nu = \frac{h_i d_i}{\lambda} = a Re^n Pr^m \left( \frac{d_i}{L} \right)^p \phi \quad (II.6)$$

Le facteur correctif  $\phi = \left( \frac{\mu}{\mu_t} \right)^{0,14}$  est introduit pour tenir compte des effets du chauffage et du refroidissement sur la distribution des vitesses dans une section donnée du tube

Les valeurs des coefficients, a, n, m et p dépendent du régime de l'écoulement.

En régime laminaire :  $Nu = 1,86 \left( Re \frac{d_i}{L} \right)^{\frac{1}{3}} Pr^{\frac{1}{3}} \phi$  (II.7)  
(  $Re < 2100$  )

En régime turbulent :  $Nu = 0,027 Re^{0,8} Pr^{1/3} \phi$  (II.8)  
(  $Re > 2100$  )

REMARQUE

Dans les expressions précédentes, Nu, Re, Pr sont rapportées à la température moyenne du fluide.

$\mu_t$  : étant rapportée à la températures du tube  $t_t$

c) Coefficient de film externe  $h_o$

Quelle que soit la géométrie de l'enceinte autour des tubes, tous les auteurs et expérimentateurs sont d'accord pour présenter l'expression du coefficient de film externe sous une forme analogue à celle de l'équation ( II.6 ).

La difficulté réside dans le fait qu'il faut déterminer un débit moyen ainsi qu'un terme se substituant au diamètre et appelé : diamètre équivalent.

Dans le cas du transfert de chaleur, le diamètre équivalent "De" est défini par :

$$De = 4 \frac{\text{Section moyenne de passage autour d'un tube}}{\text{perimètre du tube}}$$

Dans le cas des échangeurs du type "faisceau et calandre" l'analyse mathématique du transfert devient très complexe.

En effet, l'écoulement dans la calandre s'effectue selon la disposition des chicanes et l'on peut distinguer grossièrement deux types de courant (Fig. II.5).

- \* Un courant principal qui évolue, tantôt normalement au faisceau, tantôt parallèlement à celui-ci à l'aplomb des chicanes.
- \* De nombreux courants secondaires de fuites, dus aux tolérances de construction entre chicanes et calandre, entre tubes et chicanes et surtout entre faisceau et calandre.

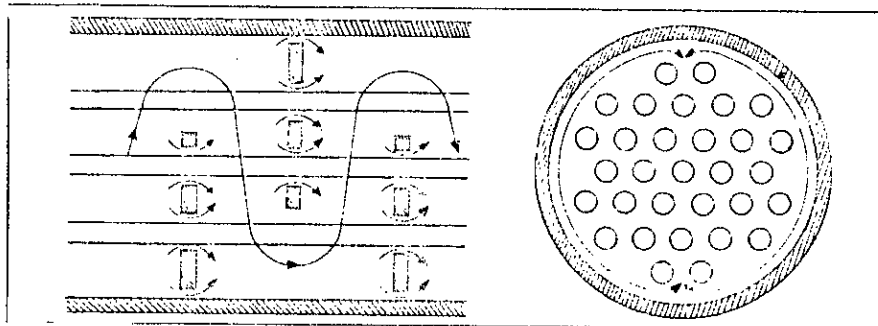


Fig.II.5 : ECOULEMENT DU FLUIDE A TRAVERS LA CALANDRE

Compte tenu de l'effort de normalisation réalisé dans la construction de ces appareils, il a été possible d'établir des corrélations convenables permettant d'utiliser une forme d'équation analogue à l'équation ( II.6 ).

Nous distinguons les deux grands groupes de méthodes suivants :

\* La plupart des auteurs, tels que DONOHUE, définissent deux débits massiques moyens, l'un longitudinal, l'autre transversal et utilisent le diamètre extérieur des tubes dans l'expression des nombres dimension ( Fig II.6 ).

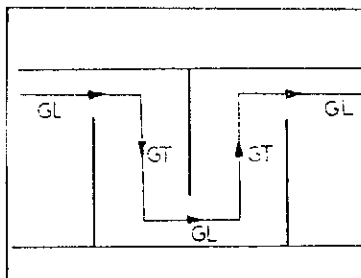


Fig II.6 COURANTS TRANSVERSAUX ET LONGITUDINAUX

\* D'autres auteurs, parmi lesquels KERN, définissent un seul débit moyen pour l'ensemble de l'appareil et ont recours au diamètre équivalent.

#### REMARQUE

Pour la suite de notre étude nous opterons pour la méthode de DONOHUE.

#### METHODE DE DONOHUE

DONOHUE prend en considération, l'espacement entre chicanes pour définir la valeur de la vitesse massique transversale  $G_{ct}$  et la hauteur sous chicane pour calculer une vitesse massique longitudinal  $G_{cl}$ .

Ensuite il définit une vitesse massique moyenne  $G_c$  telle que:

$$G_c = \sqrt{G_{ct} G_{ct}}$$

Dans les échangeurs industriels classiques où les tolérances de construction sont similaires et provoquent des courants secondaires de fuite analogues, BOWMAN propose la formule suivante:

$$NU = \frac{h_o d_o}{\lambda} = 0,22 \left( \frac{d_o G_c}{\mu} \right)^{0,6} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_t} \right)^{0,14} \quad ( II.9 )$$

où:  $d_o$ : diamètre extérieur du tube

\* Calcul de la vitesse massique transversale  $G_{ct}$

Elle est calculée pour l'aire de passage maximale, c'est à dire la section équatoriale de l'échangeur.

$$G_{ct} = \frac{\dot{M}}{a_{ct}} \quad ( II.10 )$$

où:  $\dot{M}$ : débit massique du fluide circulant autour des tubes  
 $a_{ct}$ : aire de passage transversal entre chicanes

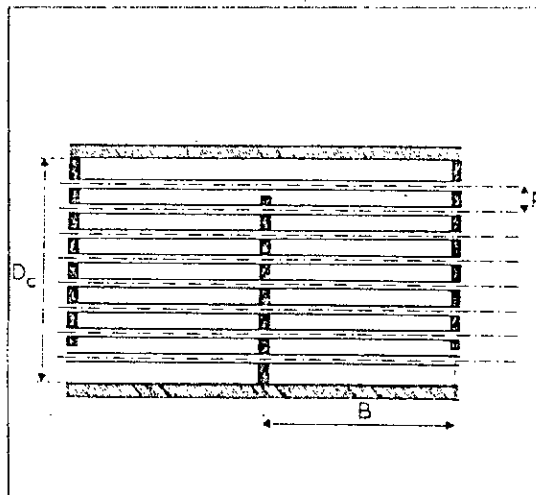
L'aire de passage  $a_{ct}$ , varie selon l'arrangement des tubes. Le tableau ( II.4 ) donne la valeur de  $a_{ct}$  pour diverses dispositions des tubes en fonction de l'espacement B des chicanes, du pas des tubes P et du diamètre intérieur de la calandre  $D_c$ .



**TABLEAU II. 4**

Valeurs de l'Aire de passage transversal  $a_{ct}$

	Pas normale carré ou triangulaire	Pas Triangulaire renversé	Pas Carré renversé
Espacement entre tube perpendiculairement au courant	P	$P\sqrt{3}$	$P\sqrt{2}$
Distance minimale de passage	$P-d_0$	$2(P-d_0)$	$2(P-d_0)$
Aire de passage $a_{ct} = \alpha B D_c \frac{P-d_0}{P}$	$\frac{D_c (P-d_0) B}{P}$	$\frac{2}{\sqrt{3}} \frac{D_c (P-d_0) B}{P}$	$\sqrt{2} \frac{D_c (P-d_0) B}{P}$



**Fig II.7 AIRE DE PASSAGE TRANSVERSAL ENTRE DEUX CHICANES**

\* Calcul de la vitesse massique longitudinale  $G_{cl}$

Elle est donnée par la relation suivante :

$$G_{cl} = \frac{\dot{M}}{a_{cl}} \quad ( II.11 )$$

Où :  $\left\{ \begin{array}{l} \dot{M} : \text{Débit massique du fluide circulant autour des tubes.} \\ a_{cl} : \text{Aire de passage sous chicane.} \end{array} \right.$

L'évaluation de l'aire de passage sous chicane, s'effectue en prenant une valeur proportionnelle à la différence entre la section intérieure de la calandre et la section des tubes, soit :

$$a_{cl} = \frac{\pi}{4} ( D_c^2 - N_t d_o^2 ) X \quad ( II.12 )$$

Où :  $\left\{ \begin{array}{l} a_{cl} : \text{Aire de passage sous chicane.} \\ N_t : \text{Nombre total de tubes du faisceau.} \\ X : \text{Rapport de l'aire du segment libre sous chicane à la} \\ \quad \text{section intérieure de la calandre.} \\ \quad X = 0.20 \text{ à } 0.45 \end{array} \right.$

d'où : 
$$G_{cl} = \frac{4\dot{M}}{\pi (D_c^2 - N_t d_o^2) X} \quad ( II.13 )$$

d) Calcul du coefficient global de transfert propre  $U_p$

Le coefficient de transfert propre  $u_p = \frac{h_{i_o} + h_{e_o}}{h_{i_o} h_{e_o}}$  est fonction des températures T et t des fluides chaud et froid circulant dans l'échangeur.

Comme T et t varient, le coefficient de transfert propre  $u_p$  variera lui même tout le long de la surface d'échange.

COLBURN simplifie le problème en faisant l'hypothèse que le coefficient de transfert U est une fonction linéaire de la température de l'un des fluides et aboutit à la relation suivante:

$$U_p = \frac{U_{p_2} \Delta T_1 - U_{p_1} \Delta T_2}{F \Delta T_m \ln\left(\frac{U_{p_2} \Delta T_1}{U_{p_1} \Delta T_2}\right)} \quad ( II.14 )$$

Où :

- $U_{p_1}$  : Coefficient de transfert propre à l'extrémité chaude.
- $U_{p_2}$  : Coefficient de transfert propre à l'extrémité froide.
- $\Delta T_1 = T_1 - t_1$  : Différence de température à l'extrémité chaude.
- $\Delta T_2 = T_2 - t_2$  : Différence de température à l'extrémité froide.

e) Température du tube  $t_1$

La résistance due à la paroi du tube étant négligeable, cela signifie que la température est la même sur les parois interne et externe.

La calcul de cette température est nécessaire pour estimer le terme correctif  $\phi = \left(\frac{\mu}{\mu_t}\right)^{0,14}$ , noté  $\phi_t$  côté tube et  $\phi_c$  côté calandre.

Ecrivons que les quantités de chaleur traversant les deux films au niveau des températures moyennes des fluides sont égales :

$$\frac{Q}{\Lambda} = h_c (T_c - t_1) = h_o (t_1 - t_c) \quad ( II.15 )$$

Où :

- $T_c$  = Température moyenne du fluide chaud.
- $t_c$  = Température moyenne du fluide froid.

La dernière égalité conduit à :

$$t_1 = T_c - \frac{h_o}{h_c + h_o} (T_c - t_c) = t_c + \frac{h_c}{h_c + h_o} (T_c - t_c) \quad ( II.16 )$$

REMARQUE

Les températures moyennes des fluides chaud et froid n'étant pas connues exactement, notre méthode consistera donc à calculer les températures du tube  $t_{t1}$  et  $t_{t2}$  respectivement aux extrémités chaude et froide par les relations suivantes :

$$t_{11} = T_1 - \frac{(h_{i0}/\phi_t)_1}{(h_{i0}/\phi_t)_1 + (h_o/\phi_c)_1} (T_1 - t_2) \quad (II.17.a)$$

$$t_{12} = T_2 - \frac{(h_{i0}/\phi_t)_2}{(h_{i0}/\phi_t)_2 + (h_o/\phi_c)_2} (T_1 - t_2) \quad (II.17.b)$$

Où: 

Les indices 1,2 pour les extrémités chaude et froide respectivement. T : Température du fluide chaud. t : Température du fluide froid.
--

#### f) Résistances d'encrassement

Après un certain temps d'utilisation, il se produit à l'intérieur de l'échangeur des dépôts constituant alors des résistances  $R_{si}$  et  $R_{so}$  au transfert de chaleur, de sorte que le coefficient de transfert propre  $U_p$  diminue et la surface propre  $A_p$  devient très rapidement insuffisante pour assurer l'échange  $Q$ .

Il est donc indispensable de calculer la surface de l'appareil pour la valeur minimale admissible du coefficient de transfert quand l'échangeur est sale.

Les résistances  $R_{si}$  et  $R_{so}$  des films après un ans de service ont été établies empiriquement, grâce à l'expérience industrielle des utilisateurs en fonction de la nature des fluides utilisés.

Le tableau ( II.5 ) en donne quelques valeurs usuelles (donné par la T.E.M.A).

Tableau II.5 : RESISTANCES D'ENCRASSEMENT  $R_s$

Type du fluide	Résistance d'encrassement ( $\frac{h \text{ } ^\circ\text{C m}^2}{\text{Kcal}}$ )
Eau d'alimentation traitée au dessus de 52°C	0,0002
Eau de rivière propre en dessous de 50°C	0,0004 - 0,0006
Eau de rivière sale en dessous de 50°C	0,0015 - 0,002
Air industriel	0,0004

Dans le calcul des échangeurs, on évaluera à l'aide du tableau (II.5) la résistance totale à l'encrassement par :

$$R_s = R_{SO} + R_{SI} \frac{d\phi}{dt} \quad ( II.18 )$$

Le coefficient de transfert sale  $u_s$  est alors obtenu par :

$$U_s = \frac{1}{1/U_p + R_s} \quad ( II.19 )$$

L'expérience industrielle a permis d'établir les valeurs moyennes du coefficient de transfert sale  $U_s$  en fonction de la nature des fluides en circulation et de leur rôle en chauffage ou refroidissement.

Le tableau ( II.6 ) présente quelques valeurs usuelles pour une estimation rapide (donné par la T.E.H.A).

TABLEAU II.6 : COEFFICIENT DE TRANSFERT SALE  $U_s$

Nature de l'échangeur	Coefficient de transfert sale $U_s$ ( $\frac{Kcal}{h \cdot ^\circ C \cdot m^2}$ )
Eau vers air comprimé	49 - 146
Eau vers eau	730 - 1340
Eau vers fréon 12 en condensation	390 - 730
Eau vers fréon 12 en ébullition	244 - 730

### II.2.3 ETUDE DES PERTES DE CHARGE

#### II.2.3.1 PERTE DE CHARGE A L'INTERIEUR DES TUBES

L'étude fondamentale de l'écoulement des fluides a permis d'établir la formule connue par l'équation de FANNING, valable en régime isotherme pour une longueur droite  $l$  de la tuyauterie de diamètre uniforme  $d$  :

$$\Delta P = \frac{f G^2 l}{d \rho} \quad (II.20)$$

Où :

- $f$  : Coefficient de friction, fonction du nombre de Reynolds
- $G$  : Vitesse massique ( $G = u \rho$ ).
- $\rho$  : Masse volumique moyenne du fluide.
- $\Delta P$  : Perte de charge.

Le coefficient de friction  $f$  est donné par les relations suivantes:

\* Régime laminaire:  $f = \frac{32}{Re}$   
( $Re < 2100$ )

\* Régime turbulent:  
( $Re > 2100$ )

|| -Tubes lisses :  $f = 0,0028 + 0,25 Re^{-0,32}$  (II.21)

|| -Tubes rugueux :  $f = 0,007 + 0,528 Re^{-0,42}$  (II.22)

Pour tenir compte du fait qu'en réalité l'écoulement n'est pas isotherme et qui provoque les mêmes déviations qu'en transfert de chaleur, SIEDER et TATE proposent de corriger l'équation précédente par le facteur  $\phi$  introduit au dénominateur :

$$\Delta P = \frac{f G^2 l}{di \rho \phi_t} \quad (II.23)$$

Où :

$\phi_t = \left( \frac{\mu}{\mu_t} \right)^{0,25}$	:	en régime laminaire
$\phi_t = \left( \frac{\mu}{\mu_t} \right)^{0,14}$	:	en régime turbulent

Dans le cas des échangeurs "faisceau et calandre" les tubes sont lisses et la vitesse massique est donnée par :

$$G_t = \frac{4 M}{\pi di Nt} \quad (II.24)$$

Il est nécessaire d'ajouter les pertes de charges singulières.

Elles sont exprimées par:

$$\rho \frac{u^2}{2} = \frac{G^2}{2 \rho}$$

Dans le cas d'un faisceau de tubes, KERM propose de compter 4 termes  $\left(\frac{u}{2g}\right)$  par passe, la perte de charge totale à l'intérieur des tubes s'exprimera enfin par :

$$\Delta P_t = \frac{f_t G_t^2 l}{di \rho \phi_t} + \frac{4 G_t^2}{2 \rho}$$

Soit :

$$\Delta P_t = \frac{G_t^2}{\rho} \left[ \frac{f_t l}{di \phi_t} + 2 \right] \quad ( II.25 )$$

#### II.2.3.2 PERTE DE CHARGE A L'EXTERIEUR DES TUBES

L'étude des pertes de charge dans la calandre est un problème très complexe, du fait que le courant principal du fluide s'écoule tantôt perpendiculairement au faisceau, tantôt parallèlement au travers d'une section de passage constamment variable.

Il y a aussi les courants secondaires de fuite qui ont d'autant plus d'importance que le diamètre de la calandre est petit.

BUTHOD, DONOHUE et KERM ont publié des méthodes de calcul qui négligent les courants secondaires, mais qui appliquées aux échangeurs industriels donnent des résultats en bon accord avec les valeurs expérimentales.



\* Methode de DONOHUE

Comme en transfert la chaleur, DONOHUE décompose le calcul en deux éléments :

\* $\Delta P_{cl}$  : Perte de charge longitudinale à travers l'ouverture de la chicane qui est assimilée à un orifice de coefficient de vitesse 0,7.

$$U_l = 0.7 \sqrt{\frac{2 \Delta P_{cl}}{\rho}} \quad (\text{II.26})$$

D'où:

$$\Delta P_{cl} = \frac{G_{cl}^2}{\rho \phi_c} \quad (\text{II.27})$$

Où  $G_{cl} = \rho u_l$  est la vitesse massique longitudinale définie par l'équation ( II.13 )

\* $\Delta P_{CT}$  : Perte de charge transversale relative à l'écoulement du fluide perpendiculairement au faisceau entre chicanes.

En utilisant la valeur de la vitesse massique transversale définie par DONOHUE en transfert de chaleur, le régime d'écoulement transversal sera caractérisé par :

$$Re_{ct} = \frac{d_o G_{ct}}{\mu} : \text{Nombre de Reynold en écoulement transversal.}$$

Le coefficient de friction  $f_{ct}$  est donné par :

$$\frac{\text{Régime laminaire}}{(Re < 2100)} : f_{ct} = \frac{30 d_o}{(P-d_o) Re_{ct}} \quad (\text{II.28})$$

$$\frac{\text{Régime turbulent}}{(Re > 2100)} : f_{ct} = 1,5 \left( \frac{30 d_o}{(P-d_o) Re_{ct}} \right)^{0.2} \quad (\text{II.29})$$

Le courant transversal rencontre N rangées horizontales de tube N est donné par :

$$N = \frac{D_c - h}{P} \quad ( \text{II.30} )$$

Où :

h :	Hauteur libre sous chicane.
$D_c$ :	Diamètre intérieur de la calandre
P :	Pas de tubes.

La perte de charge entre deux chicanes est donnée donc par l'équation de FANNING modifiée :

$$\Delta P_{CT} = \frac{N f_{ct} G_{ct}^2}{\rho \phi_c} \quad ( \text{II.31} )$$

Si  $N_c$  désigne le nombre de chicanes transversales, la perte de charge totale à l'intérieur de la calandre sera :

$$\Delta P_c = N_c \Delta P_{ct} + (N_c + 1) \Delta P_{ct}$$

$$\Delta P_c = N_c \frac{G_{ct}^2}{\rho \phi_c} + (N_c + 1) \left( \frac{D_c - h}{P} \right) \frac{f_{ct} G_{ct}^2}{\rho \phi_c}$$

Finalement nous obtenons la relation :

$$\Delta P_c = \frac{1}{\rho \phi_c} \left( N_c G_{ct}^2 + (N_c + 1) \left( \frac{D_c - h}{P} \right) f_{ct} G_{ct}^2 \right) \quad ( \text{II.32} )$$

#### II.2.4 ETUDE DE L'AIR HUMIDE

L'air humide n'est jamais exempt de vapeur d'eau, il en contient en suspension.

En effet l'eau accompagne l'air sous forme de vapeur et parfois sous ses formes condensées, eau liquide ou glace, donnant ainsi à l'air humide des propriétés particulières.

##### II.2.4.1 PROPRIETES ET GRANDEURS DE L'AIR HUMIDE

Tant que la pression partielle de la vapeur d'eau est inférieure à la pression de saturation correspondant à la température du mélange, une simplification qui est raisonnable dans plusieurs cas, consiste à considérer l'air humide comme un gaz parfait qui est lui même composé de gaz considérés comme parfaits à savoir l'air sec et la vapeur d'eau.

##### a)- Loi de DALTON

En tenant compte des hypothèses citées ci-dessus, on peut appliquer la loi de DALTON à l'air humide :

$$P = P_a + P_v \quad ( II.33 )$$

Où :

P :	Pression totale du mélange (air humide).
P <sub>a</sub> :	Pression partielle de l'air sec.
P <sub>v</sub> :	Pression partielle de la vapeur d'eau.

##### b)- Humidité absolue $\omega$

C'est le rapport de la masse  $m_v$  de la vapeur d'eau contenue dans un volume V d'air humide à la masse  $m_a$  d'air sec contenu dans ce même volume.

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = 0,622 \frac{P_v}{(P - P_v)} \quad ( II.34 )$$

$$[ \omega ] : \left[ \frac{\text{Kg d'eau}}{\text{Kg d'air sec}} \right]$$

c)- Humidité relative  $\varphi$

C'est le rapport de la fraction molaire de la vapeur dans le mélange à la fraction molaire de la vapeur dans le mélange saturé à la même température et la même pression totale.

La vapeur d'eau étant considérée comme un gaz parfait, l'humidité relative  $\varphi$  sera alors le rapport de la pression partielle de la vapeur  $P_v$  à la pression de saturation  $P_s$  à la même température.

$$\varphi = \frac{P_v}{P_s \Big|_T} \quad ( 11.35 )$$

$$[ \varphi ] : [ \% ]$$

d)- Masse volumique

Pour un volume  $V$  renfermant une masse  $m = m_a + m_v$  d'air humide on a :

$$\rho = \frac{m_a + m_v}{V} = \frac{\rho_a V + \rho_v V}{V} = \rho_a + \rho_v \quad ( 11.36 )$$

Où :

- $\rho$  : Masse volumique de l'air humide.
- $\rho_a$  : Masse volumique l'air sec.
- $\rho_v$  : Masse volumique de la vapeur d'eau.

On a les relation suivantes :

$$\rho_a = \frac{(P - P_v)}{287,05 T} \quad ( 11.37 )$$

$$\rho_v = \frac{P_v}{461,51 T} \quad ( 11.38 )$$

$$\rho = \frac{(1+w) P}{461,24 (0,622+w) T} \quad ( 11.39 )$$

e)- Températures caractéristique de l'air humide

\* Température sèche T

C'est la température indiquée par un thermomètre dont le bulbe est parfaitement sec.

\* Température humide Th

C'est la température donnée par thermomètre ordinaire dont le bulbe a été recouvert d'une gaze imbibée d'eau.

\* Température de rosée Tr

C'est la température à laquelle la vapeur d'eau contenue dans l'air se condense lorsqu'elle est refroidie à pression constante.

f)- Enthalpie

L'enthalpie est une fonction thermodynamique très importante pour les calculs énergétiques.

Seules ses variations sont calculables, il conviendra donc de fixer conventionnellement une origine aux différentes enthalpies.

L'enthalpie de l'air humide tient compte des enthalpies de l'air sec et celle de la vapeur d'eau, ce qui impose à fixer une origine à ces dernières.

\* Enthalpie de l'air sec : On se fixe la valeur 0 pour l'air sec à 0°C.

\* Enthalpie de la vapeur : On se fixe la valeur 0 pour l'eau liquide à 0°C.

L'enthalpie de l'air humide est donnée par :

$$H = m_a h_a + m_v h_v \quad ( 11.40 )$$

Où :

H :	Enthalpie de l'air humide	( J )
h <sub>a</sub> :	Enthalpie massique de l'air sec	( $\frac{J}{Kg \text{ d'air sec}}$ )
h <sub>v</sub> :	Enthalpie massique de la vapeur	( $\frac{J}{Kg \text{ d'eau}}$ )

L'enthalpie massique de l'air sec est calculée par :

$$h_a = \int_0^T C_p \, dT \quad ( 11.41 )$$

Pour des températures de ( 0 à 100 °C ) et des pressions de ( 0 à 10 ) bars HUBERRECHTS propose pour l'air sec la corrélation suivante concernant la chaleur massique C<sub>p</sub> :

$$C_p = 0,24 + 0,000022 (1 - 0,1 P) T + 0,00046 P \quad ( 11.42 )$$

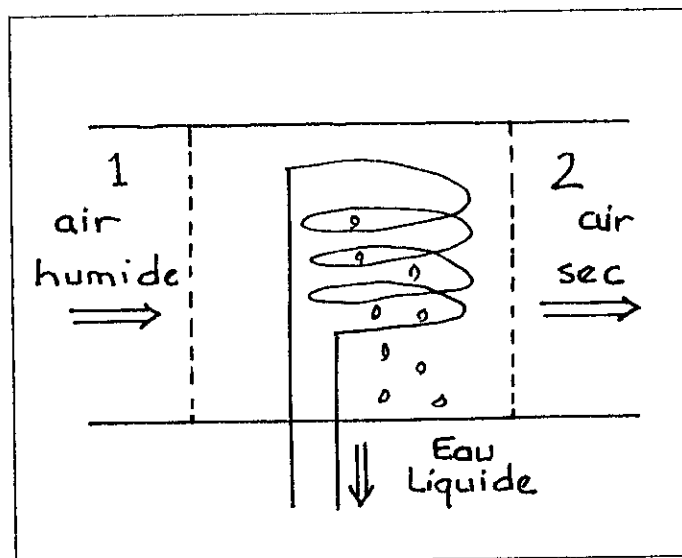
Où :

C <sub>p</sub> :	( $\frac{Kcal}{Kg \cdot ^\circ C}$ )
T :	( °C )
P :	( bar )

L'enthalpie massique de la vapeur h<sub>v</sub> est donnée par les tables de la vapeur disponibles dans les ouvrages spécialisés.

## II.2.4.2 REFROIDISSEMENT DE L'AIR HUMIDE AVEC DESHUMIDIFICATION

### BILAN ENERGETIQUE



Puisqu'il s'agit d'une évolution avec écoulement permanent, les équations de continuité pour l'air et l'eau sont :

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_a_1 = \dot{m}_a_2 \\ \dot{m}_v_1 = \dot{m}_v_2 + \dot{m}_l_2 \end{array} \right. \quad ( II.43 )$$

où :

- $\dot{m}_a$  : débit massique de l'air sec
- $\dot{m}_v$  : débit massique de la vapeur d'eau
- $\dot{m}_l$  : débit massique de l'eau de condensation

les indices 1,2 sont relatifs à l'entrée et à la sortie de l'échangeur

Le premier principe de la thermodynamique pour cette évolution en régime permanent s'écrit

$$Q_{th} + \sum \dot{m}_1 h_1 = \sum \dot{m}_2 h_2 \quad ( II.44 )$$

où :

$Q_{th}$	: puissance théorique échangée
$h_1, h_2$	: enthalpies massiques de l'air à l'entrée et à la sortie de l'échangeur

En considérant les enthalpies massiques de l'air sec, la vapeur d'eau et de l'eau condensée, l'équation ( II.44 ) se réduit à :

$$Q_{th} + \dot{m}_a h_{a1} + \dot{m}_v h_{v1} = \dot{m}_a h_{a2} + \dot{m}_v h_{v2} + \dot{m}_l h_l \quad ( II.45 )$$

Le système ( II.43 ) peut s'écrire de la façon suivante:

$\dot{m}_a$	=	$\dot{m}_a$	=	$\dot{m}_a$	( II.46 )
$\dot{m}_v$	=	$\omega$	$\dot{m}_a$		
$\dot{m}_l$	=	$\dot{m}_v$	-	$\dot{m}_v$	

La puissance théorique transmise lors de la condensation de la vapeur pendant le séchage de l'air humide est donnée par :

$$Q_{th} = \dot{m}_a [ (h_{a1} - h_{a2}) + (\omega_1 h_{v1} - \omega_2 h_{v2}) - (\omega_1 - \omega_2) h_l ] \quad ( II.47 )$$



La différence entre l'enthalpie massique de l'air sec à l'entrée et à la sortie de l'échangeur est donnée par :

$$h_{a_1} - h_{a_2} = c_{p_m} ( T_1 - T_2 ) \quad ( II.47 )$$

où :  $c_{p_m}$  : chaleur massique moyenne dans l'échangeur

$$\text{Elle est donnée par : } c_{p_m} = \frac{c_{p_1} + c_{p_2}}{2}$$

avec :  $c_{p_1}, c_{p_2}$  : chaleurs massiques de l'air sec à l'entrée et à la sortie de l'échangeur

Elles sont données par l'équation ( II.42 )

On obtient finalement l'expression suivante de la puissance théorique  $Q_{th}$  :

$$Q_{th} = \dot{m}_a [ c_{p_m} ( T_1 - T_2 ) + ( \omega_1 h_{v_1} - \omega_2 h_{v_2} ) - ( \omega_1 - \omega_2 ) h_{t_2} ] \quad ( II.48 )$$

### II.2.5 METHODE DE CALCUL

Nous nous proposons maintenant d'établir le programme de calcul d'un refroidisseur final devant assurer un transfert de chaleur donné, c'est-à-dire d'écrire la suite logique des équations à appliquer pour dimensionner convenablement l'échangeur.

On doit se fixer à priori l'emplacement des fluides, soit à l'intérieur soit à l'extérieur des tubes ainsi que les caractéristiques géométriques d'un appareil offrant une surface compatible avec le transfert envisagé.

Ces dernières étant données par la normalisation de la T.E.M.A relative aux échangeurs à faisceau et calandre.

II.2.5.1 ETAT HYGROMETRIQUE DE L'AIR A L'ENTREE ET A LA SORTIE  
DU REFRIGERISSEUR FINAL :

Les conditions météorologiques de l'air aspiré varient selon les saisons.

En moyenne nous avons pour la région de L'ARBAA les conditions suivantes:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{HIVER : } T = 15^{\circ}\text{C} \quad - \quad \varphi = 90\% \\ \text{E T E : } T = 30^{\circ}\text{C} \quad - \quad \varphi = 50\% \end{array} \right.$$

Pour effectuer nos calculs, nous considérerons les conditions moyennes d'aspiration suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} T = 25^{\circ}\text{C} \\ \varphi = 70\% \\ P = 1 \text{ bar} \end{array} \right.$$

L'humidité absolue  $\omega$  correspondant aux conditions précédentes est donnée par les relations ( II.34 ) et ( II.35 ) soit :

$$\omega = 0,0141 \frac{\text{Kg}}{\text{Kg d'air sec}}$$

\* A l'entrée du refroidisseur final, l'air comprimé se trouve aux conditions suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} T_1 = 77^{\circ}\text{C} \\ P_1 = 7,7 \text{ bars} \\ \omega_1 = 0,0141 \frac{\text{Kg}}{\text{Kg d'air sec}} \end{array} \right.$$

La température de rosée  $T_r$  de l'air humide aux conditions d'entrée dans le refroidisseur final est la température pour laquelle  $P_{v_1} = P_s \Big|_{T_r}$

La pression partielle de l'air  $P_{v_1}$  est donnée par la relation (II.34):

$$\omega_1 = 0,622 \frac{P_{v_1}}{(P_1 - P_{v_1})} \longrightarrow P_{v_1} = \frac{P_1}{\left(1 + \frac{0,622}{\omega_1}\right)}$$

d'où :  $P_{v_1} = 17068 \text{ Pa}$

Pour  $P_s = P_{v_1} = 17068$  : les tables thermodynamiques de la la vapeur donnent  $T = 56,56^\circ\text{C}$

La température de rosée est donc :

$$T_r = 56,56^\circ\text{C}$$

L'humidité relative de l'air comprimé à l'entrée du refroidisseur final est donnée par la relation ( II.35 ) :

$$\varphi_1 = \frac{P_{v_1}}{P_s \Big|_{77^\circ\text{C}}} = \frac{17068}{42104} = 0,405$$

D'où :  $\varphi_1 = 40,5\%$

\* A la sortie du refroidisseur final, l'air comprimé est refroidi jusqu'à  $T_2 = 30^\circ\text{C}$  à pression constante,  $T_2$  étant inférieure à la température de rosée, l'air sortant de l'échangeur sera saturé en vapeur d'eau donc :

$$\varphi_2 = 100\% \quad \text{et} \quad P_{v_2} = P_s \Big|_{30^\circ\text{C}} = 4246 \text{ Pa}$$

L'humidité absolue de l'air comprimé à la sortie du refroidisseur final est :

$$\omega_2 = 0,622 \frac{P_{v_2}}{(P_2 - P_{v_2})} = 0,0034 \frac{\text{Kg}}{\text{Kg d'air sec}}$$

Le tableau récapitulatif ( II.7 ) décrit l'état hygrométrique de l'air à l'entrée et à la sortie du refroidisseur final

TABLEAU RECAPITULATIF ( II.7 )

Entrée du refroidisseur final	$T_1 = 77^\circ\text{C}$ $P_1 = 7,7 \text{ bars}$ $\varphi_1 = 40,5\%$ $\omega_1 = 0,0141 \frac{\text{Kg}}{\text{Kg d'air sec}}$
Sortie du refroidisseur final	$T_2 = 30^\circ\text{C}$ $P_2 = 7,7 \text{ bars}$ $\varphi_2 = 100\%$ $\omega_2 = 0,0034 \frac{\text{Kg}}{\text{Kg d'air sec}}$

## II.2.5.2 BILAN THERMIQUE

a)- Calcul de la puissance échangé dans le refroidisseur final

La puissance théorique transmise dans l'échangeur est donnée par l'équation ( II.48 ) :

$$\dot{Q}_{th} = \dot{m}_a (c_{p_m} (T_1 - T_2) + (\omega_1 h_{v_1} - \omega_2 h_{v_2}) - (\omega_1 - \omega_2) h_{l_2})$$

$$\text{où : } c_{p_m} = \frac{c_{p_1} + c_{p_2}}{2}$$

$c_{p_1}$  et  $c_{p_2}$  sont données par l'équation ( II.42 )

$$\text{d'où : } \left\{ \begin{array}{l} c_{p_1} = 0,2439 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \\ c_{p_2} = 0,2437 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \\ c_{p_m} = 0,2438 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} = 1,019 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg K}} \end{array} \right.$$

Les tables thermodynamiques de la vapeur d'eau donnent:

$$\left\{ \begin{array}{l} h_{v_1} = 2638,7 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \\ h_{v_2} = 2556,3 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \\ h_{l_2} = 125,8 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \end{array} \right.$$

Le débit massique de l'air sec est donné par :

$$\dot{m}_a = \rho_a q_v = \frac{(P - P_v) q_v}{287,05 T}$$

$$\text{Avec } \left\{ \begin{array}{l} q_v : \text{débit volumique de l'air } , q_v = 9,2 \times 2 = 18,4 \frac{\text{Nm}^3}{\text{mn}} \\ P_v : \text{pression partielle de la vapeur à l'aspiration} \\ P = \varphi P_s \quad = 0,7 \times 3169 = 2218,3 \text{ Pa} \\ T = 30^\circ\text{C} \end{array} \right.$$

Enfin, la puissance théorique échangée est donnée par :

$$Q_{th} = 0,3505 ( 1,019 (77-30) + ( 0,0141 2638,7 - 0,0034 2556,3 ) - 0,0107 125,8 )$$

$$Q_{th} = 26,3 \text{ KW}$$

Pour tenir compte des pertes de chaleur dans le refroidisseur final et des conditions météo variables de l'air à l'aspiration, la puissance théorique du refroidisseur final est en pratique majorée de 10% à 20% de sa valeur initiale.

Pour des pertes égales à 15%, la puissance réelle du refroidisseur final est donc :

$$Q = 1,15 \times Q_{th} = 30 \text{ KW}$$

$$Q = 30 \text{ KW}$$

#### b) Calcul du débit massique de l'air aspiré

Le débit massique de l'air humide est donné par l'équation II.39

$$\dot{M} = \rho q_v = \frac{(1+\omega) P}{461,24 (0,622+\omega) T} q_v$$

$$\text{Où : } \left\{ \begin{array}{l} q_v = 18,4 \text{ m}^3/\text{mm} \\ \omega = 0,0141 \text{ Kg}/(\text{Kg d'air sec}) \\ P = 1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa} \\ T = 25^\circ\text{C} \end{array} \right.$$

$$\text{d'où : } \dot{M} = 0,3557 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

c)- Calcul du débit massique de l'eau de refroidissement

La température de l'eau de refroidissement dont on dispose au niveau de l'usine METAL-SIDER est de l'ordre de 20°C.

On admet un échauffement de l'eau de l'ordre de  $\Delta t = 8^\circ\text{C}$ .

d'où :  $\left\{ \begin{array}{l} t_1 = 20^\circ\text{C} : \text{Température de l'eau à l'entrée de l'échangeur} \\ t_2 = 28^\circ\text{C} : \text{Température de l'eau à la sortie de l'échangeur} \end{array} \right.$

Le débit massique de l'eau de refroidissement est donné par :

$$m = \frac{Q}{C_{p_e} \Delta t}$$

Où :  $\left\{ \begin{array}{l} Q = 30000 \text{ W} \\ \Delta t = 8^\circ\text{C} \\ C_{p_e} = 4180 \text{ J/Kg K} \end{array} \right.$

d'où :  $m = 0,8971 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$

d)- Calcul de la différence de température logarithmique moyenne

La différence de température logarithmique moyenne est donnée par l'équation ( II.3 ) :

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left( \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \right)}$$

Où :  $\left\{ \begin{array}{l} T_1 = 77^\circ\text{C} \\ T_2 = 30^\circ\text{C} \\ t_1 = 20^\circ\text{C} \\ t_2 = 28^\circ\text{C} \end{array} \right.$

d'où :  $\Delta T_m = 24,54^\circ\text{C}$

### II.2.5.3 CHOIX DES CARACTERISTIQUES GEOMETRIQUES DE L'ECHANGEUR

L'échangeur que nous voulons dimensionner est un échangeur à faisceau et calandre à un passage côté tube et un passage côté calandre.

Pour le choix des caractéristiques géométriques d'un tel échangeur nous suivrons les normalisations de la T.E.M.A.

\* D'après le tableau ( II.2 ) on optera pour :

$$\left\{ \begin{array}{l} d_o = 0,0254 \text{ m} \text{ serie 12 B.W.G} \\ d_i = 0,01986 \text{ m} \end{array} \right.$$

\* D'après le tableau ( II.3 ) pour des tubes en acier allié et un fluide sale on choisira :

$$\text{un pas carré avec } P = 1" \frac{1}{4} = 0,03175 \text{ m}$$

\* D'après le tableau ( II.1 ) on choisira :

$$D_c = 0,203 \text{ m}$$

\* D'après le ( II.1.2.3) on optera pour :

$$\left\{ \begin{array}{l} B = 0,15 \text{ m} \\ h = 0,25 D_c \\ X = 0,20 \end{array} \right.$$

#### REMARQUE

\* Pour la longueur l des tubes, elle sera choisie ultérieurement pendant le déroulement du programme parmi les valeurs normalisés citées au ( II.1.2 ) à savoir :

$$2,4 \text{ m} - 3,6 \text{ m} - 4,8 \text{ m} \text{ et } 6 \text{ m}$$

\* Pour le nombre de tubes  $N_t$ , il sera choisi ultérieurement dans le programme.



#### II.2.5.4 CHOIX DE LA CIRCULATION DES FLUIDES

En tenant compte des critères de choix de circulation des fluides dans l'échangeur cités au ( II.1.3 ) nous opterons pour le choix suivant :

- \* L'air comprimé circulera à l'intérieur des tubes
- \* L'eau de refroidissement circulera dans la calandre à travers le faisceau de tubes

#### II.2.5.5 PROPRIETES DES FLUIDES EN FONCTION DE LA TEMPERATURE

Pour le calcul de l'échangeur, nous aurons besoin de connaître

- \* La masse volumique :  $\rho$
- \* La viscosité absolue :  $\mu$
- \* Le nombre de Prandtl : Pr
- \* La conductivité thermique :  $\lambda$

des deux fluides aux températures extrêmes;  $T_1 - T_2 - t_1 - t_2$

Les tables thermodynamiques de l'air et de la vapeur d'eau donnent

		Propriétés de l'air		Propriétés de l'eau	
		Extrémité chaude	Extrémité froide	Extrémité chaude	Extrémité froide
$\rho$	$\frac{\text{Kg}}{\text{s}}$	7,6042	8,8397	973,7	996,2
$\mu$	$\frac{\text{N s}}{\text{m}^2}$	208,2 E-7	186 E-7	1007,4 E-6	837,8 E-6
Pr		0,707	0,715	7,000	5,704
$\lambda$	$\frac{\text{W}}{\text{m K}}$	0,03	0,0265	0,6028	0,6144

### II.2.5.6 PLAGES DES VALEURS STANDARDS DE $R_s$ ET $U_s$

Les plages des valeurs standards de la résistance d'encrassement  $R_s$  et du coefficient d'échange global  $U_s$  sont données par les tableaux ( II.4 ) et ( II.5 )

$R_s \in [ 0,00173 - 0,00220 ]$	$\frac{m^2 K}{W}$
$U_s \in [ 58 - 170 ]$	$\frac{W}{m^2 K}$

### II.2.5.7 CALCUL DE L'ÉCHANGEUR

Les ordinateurs permettent aujourd'hui de résoudre très rapidement le problème général du choix d'un échangeur.

Les paramètres à introduire dans le programme sont donnés par les paragraphes précédents.

La calcul s'effectue en déterminant les coefficients de transfert propres aux extrémités chaude ( $T_1$  et  $t_2$ ) et froide ( $T_2$  et  $t_1$ ), soit  $Up_1$  et  $Up_2$ .

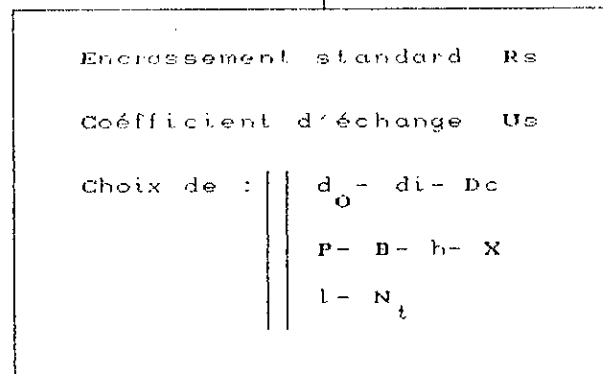
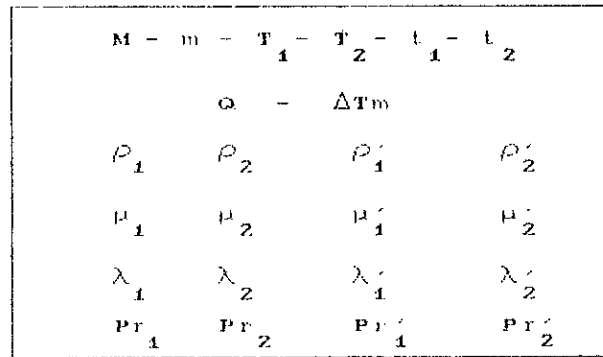
L'application de l'équation ( II.14 ) fournira alors le coefficient de transfert propre global  $Up$ .

La valeur de la résistance d'encrassement  $R_s$  obtenue par l'équation ( II.19 ) à partir du choix initial de l'échangeur sera ensuite comparée aux valeurs standards imposées par la T.E.M.A.

Il y aura lieu de modifier le choix initial si  $R_s$  n'est pas dans les normes imposées.

Pour l'étude de la perte de charge, on utilise comme nombre de Reynolds moyen dans l'échangeur, la moyenne arithmétique des nombres de Reynolds calculés à chacune des extrémités pour le fluide circulant dans le faisceau.

a) Organigramme



$$G_t = \frac{4 M}{\pi d_i^2 N_t}$$

$$R_{t1} = \frac{d_i G_t}{\mu_1}$$

$$\left(\frac{h_{i0}}{\phi_t}\right)_1 = 0,027 \frac{\lambda_1}{d_o} Re_{t1}^{0,8} Pr_1^{1/3}$$

$$R_{t2} = \frac{d_i G_t}{\mu_2}$$

$$\left(\frac{h_{i0}}{\phi_t}\right)_2 = 0,027 \frac{\lambda_2}{d_o} Re_{t2}^{0,8} Pr_2^{1/3}$$

$$G_{cl} = \frac{4 m}{n (Dc^2 - N_t d_o^2) X}$$

$$G_{ct} = \frac{m P}{Dc B (P - d_o)}$$

$$Gc = \sqrt{G_{cl} G_{ct}}$$

$$Re_{c1} = \frac{d_i Gc}{\mu_1}$$

$$\left(\frac{h_o}{\phi_c}\right)_1 = 0,22 \frac{\lambda_1}{d_o} Re_{c1}^{0,6} Pr_1^{\frac{1}{3}}$$

$$Re_{c2} = \frac{d_i Gc}{\mu_2}$$

$$\left(\frac{h_o}{\phi_c}\right)_2 = 0,22 \frac{\lambda_2}{d_o} Re_{c2}^{0,6} Pr_2^{\frac{1}{3}}$$

$$t_{t1} = T_1 - \frac{\left(\frac{h_{io}}{\phi_t}\right)_1 (T_1 - t_2)}{\left(\frac{h_{io}}{\phi_t}\right)_1 + \left(\frac{h_o}{\phi_c}\right)_1}$$

$$t_{t2} = T_2 - \frac{\frac{h_{io}}{\phi_t} (T_2 - t_1)}{\left(\frac{h_{io}}{\phi_t}\right)_2 + \left(\frac{h_o}{\phi_c}\right)_2}$$

$$\mu_{t1} = f(t_{t1})$$

$$\phi_{t1} = (\mu_{t1} / \mu_{t1})$$

$$h_{io1} = \left( \frac{h_{io}}{\phi_{t1}} \right) \phi_{t1}$$

$$\mu_{c1} = f(t_{t1})$$

$$\phi_{c1} = (\mu_{c1} / \mu_{c1})$$

$$h_{oc1} = \left( \frac{h_o}{\phi_{c1}} \right) \phi_{c1}$$

$$\mu_{t2} = f(t_{t2})$$

$$\phi_{t2} = (\mu_{t2} / \mu_{t2})$$

$$h_{io2} = \left( \frac{h_{io}}{\phi_{t2}} \right) \phi_{t2}$$

$$\mu_{c2} = f(t_{t2})$$

$$\phi_{c2} = (\mu_{c2} / \mu_{c2})$$

$$h_{oc2} = \left( \frac{h_o}{\phi_{c2}} \right) \phi_{c2}$$

$$Up_1 = \frac{h_{io1} h_{oc1}}{h_{io1} + h_{oc1}}$$

$$Up_2 = \frac{h_{io2} h_{oc2}}{h_{io2} + h_{oc2}}$$

$$Up = \frac{Up_2 (T_1 - t_2) - Up_1 (T_2 - t_1)}{\Delta T_m \ln \left( \frac{Up_2 (T_1 - t_2)}{Up_1 (T_2 - t_1)} \right)}$$

$$Rs = \frac{Up - Us}{Up Us}$$

Contrôle de Rs Standard (retour)

$$\rho = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

$$\phi_t = \frac{\phi_{t1} + \phi_{t2}}{2}$$

$$Re_t = \frac{Re_{t1} + Re_{t2}}{2} \quad 0,25$$

$$f_t = 0,0028 + \frac{0,32}{Re_t}$$

$$\Delta P_t = \frac{\sigma_t^2}{\rho} \left( \frac{f_t l}{\phi_t d_i} + 2 \right)$$

$$\rho' = \frac{\rho'_1 + \rho'_2}{2}$$

$$\phi_c = \frac{\phi_{c1} + \phi_{c2}}{2}$$

$$\mu' = \frac{\mu'_1 + \mu'_2}{2}$$

$$Re_{cl} = \frac{d_o G_{cl}}{\mu'}$$

$$Re_{cl} > 2100 \quad f_{cl} = 1,5 \left( \frac{d_o}{(P-d)R_{o,ect}} \right)^2$$

$$\Delta Pc = \frac{1}{\rho' \phi_c} \left( Nc G_{cl}^2 + (Nc+1) \frac{Dc-h}{f_{cl} G_{cl}^2 P} \right)$$

b) Tableau des résultats

Tableau II.8

$l$ (m)	$N_t$	$R_s \left( \frac{m^2 K}{W} \right)$	$U_s \left( \frac{W}{m^2 K} \right)$
2,4	20	-0,00327	319,17
	30	-0,00308	212,78
	40	-0,00434	159,58
	50	-0,00467	127,67
	60	-0,00487	106,39
	62	-0,00488	102,96
3,6	20	-0,00170	212,78
	30	-0,00153	141,85
	40	-0,00121	106,39
	50	-0,00076	85,11
	60	-0,00017	70,92
	62	-0,00002	68,61
4,8	20	-0,00017	159,58
	30	0,00082	106,39
	38	0,00169	83,99
	40	0,00192	79,79
	42	0,00220	75,99
	50	0,00316	63,83

II.2.5.8 SYNTHESE DES RESULTATS

A la lumière des résultats du tableau ( II.9 ) nous pouvons faire les constatations suivantes :

\* Pour une longueur de tube  $l = 2,4$  m et pour des valeurs du nombre de tube  $N_t$  inférieures ou égales à 60, les valeurs des résistances d'encrassement correspondantes n'appartiennent pas à la plages des valeurs standards recommandées par la T.E.M.A.

Au delà de  $N_t = 60$ , la surface transversale occupée par les tubes du faisceau dans la calandre est supérieure à celle qu'offre cette dernière, ce qui est irréalisable.

\* Pour une longueur de tube  $l = 3,6 \text{ m}$  et pour  $N_t < 62$  les valeurs des résistances d'encrassement correspondantes sont en dehors de l'intervalle donné par la T.E.M.A, au delà de  $N_t = 62$  l'échangeur est irréalisable du fait que la surface transversale des tubes est supérieure à celle offerte par la calandre.

\* Pour une longueur de tube  $l = 4,8 \text{ m}$  et pour  $N_t = 40$ , la valeur de la résistance d'encrassement correspondante est bien comprise dans les limites imposées par la T.E.M.A.

Nous opterons donc pour le dernier cas à savoir un échangeur à faisceau et calandre avec un nombre de tubes  $N_t = 40$  de longueur  $l = 4,8 \text{ m}$  chacun.

Les résultats complets obtenus pour un tel échangeur sont consignés dans le tableau ( II.9 ).

Tableau II.9

$N_t$	40	$\phi_{c_2}$	1,0044
$l$ m	4,8	$Hi_{c_1} \left( \frac{W}{m^2 K} \right)$	100,84
$Us \frac{W}{m^2 K}$	79,79	$Hi_{c_2} ( \dots )$	97,81
$A$ m <sup>2</sup>	15,32	$Ho_1$ ..	2095,85
$Gt$ Kg/s m <sup>2</sup>	28,71	$Ho_2$ ..	1949,18
$Rt_1$	27389	$Up_1$ ..	96,21
$Rt_2$	30651	$Up_2$ ..	93,14
$(Hi_o/\phi t)_1$ W/m <sup>2</sup> K	100,76	$Up$ ..	94,28
$(Hi_o/\phi t)_2$ ..	97,81	$f_t$	0,01213
$Rc_1$	5893	$\Delta P_t$ mbar	4,94
$Rc_2$	7085	$f_{ct}$	0,3757
$(Ho/\phi c)_1$ W/m <sup>2</sup> K	1826,61	$N_c$	32
$(Ho/\phi c)_2$ ..	1940,64	$\Delta P_c$ mbar	53,69
$Tt_1$ °C	74,44	$G_c$ Kg/s m <sup>2</sup>	233,71
$Tt_2$ °C	29,52	$Rs$ m <sup>2</sup> K/W	0,00192
$\phi t_1$	1,0008		
$\phi t_2$	1,0001		
$\phi c_1$	1,1474		

## II.2.6 CONCLUSION

Le refroidisseur final que nous venons de dimensionner permet d'éliminer une grande partie de l'humidité présente dans l'air comprimé.

En effet, les calculs du ( II.2.5.1 ) font ressortir les chiffres suivants :

\* Humidité absolue de l'air à l'entrée du refroidisseur final :

$$\omega_1 = 0,0141 \text{ Kg/Kg d'air sec}$$

\* Humidité absolue de l'air à la sortie du refroidisseur final :

$$\omega_2 = 0,0034 \text{ Kg/Kg d'air sec}$$

\* La masse d'eau éliminée par condensation dans le refroidisseur final est :

$$m = \omega_1 - \omega_2 = 0,0141 - 0,0034 = 0,0107 \frac{\text{Kg d'eau}}{\text{Kg d'air sec}}$$

\* Le pourcentage d'humidité éliminée dans le refroidisseur final est donc :

$$\frac{m}{\omega_1} = \frac{0,0107}{0,0141} = 0,76$$

D'où : 76% de l'humidité présente dans l'air aspiré par les compresseurs est éliminée par le refroidisseur final.



Nous présentons ci-après toutes les caractéristiques de l'échangeur pour lequel nous optons.

\* Caractéristiques énergétiques

$$\begin{array}{lll}
 \dot{Q} = 30 \text{ kW} & T_1 = 77^\circ\text{C} & T_2 = 30^\circ\text{C} \\
 \dot{M} = 0,3557 \text{ Kg/s} & t_1 = 20^\circ\text{C} & t_2 = 28^\circ\text{C} \\
 \dot{m} = 0,8971 \text{ Kg/s} & & \\
 A = 15,32 \text{ m}^2 & & \\
 U_p = 94,28 \text{ W/m}^2\text{K} & \Delta P_t = 4,94 \text{ mbar} & \\
 U_c = 79,79 \text{ W/m}^2\text{K} & \Delta P_c = 53,69 \text{ mbar} & 
 \end{array}$$

\* Caractéristiques de construction

Echangeur à faisceau et calandre avec un passage côté tube et un passage côté calandre.

\* Tubes en acier allié avec :

$$\left. \begin{array}{l}
 N_t = 40 \\
 d_o = 0,0254 \text{ m} \\
 d_i = 0,01986 \text{ m} \\
 l = 4,8 \text{ m}
 \end{array} \right|$$

\* Calandre en acier au carbone  $D_c = 0,203 \text{ m}$

\* Disposition des tubes en aligné avec un pas carré

$$P = 0,03175 \text{ m}$$

\* Chicanes

$$\left. \begin{array}{l}
 N_c = 32 \\
 B = 0,15 \text{ m} \\
 h = 0,25 \text{ } D_c = 0,05 \text{ m} \\
 X = 0,20
 \end{array} \right|$$

CHAPITRE 3

ETUDE DES  
DIFFERENTS  
PROCEDES DE  
SECHAGE DE L'AIR  
COMPRIE

ETUDE DES DIFFERENTS PROCEDES DE SECHAGE  
DE  
L'AIR COMPRIME

Nous avons vu au chapitre II que le refroidisseur final a permis de condenser 75% de l'humidité présente dans l'air.

Bien que le séchage obtenu par l'action du refroidisseur final soit appréciable, cependant dans certaines applications industrielles cet assèchement de l'air n'est pas suffisant. En effet, en circulant dans le réseau de distribution, l'air comprimé revient rapidement à la température ambiante ce qui entraîne une nouvelle condensation.

Pour prévenir cette pollution par l'eau on utilise généralement en plus du refroidisseur final des sécheurs d'air comprimé placés au refoulement de ce dernier.

Il existe trois types de sécheurs employés couramment dans les installations de traitement de l'air comprimé :

- \* Sécheurs frigorifiques.
- \* Sécheurs par absorption.
- \* Sécheurs par adsorption.

### III.1 SECHEUR FRIGORIFIQUE

#### III.1.1 Principe du circuit d'air

L'air comprimé traverse successivement les éléments suivants :

- \* Echangeur Air/Air où il est pré-refroidi par l'air qui en sort, ce qui a pour effet de provoquer la condensation d'une partie de la vapeur d'eau et de soulager ainsi la charge du groupe frigorifique
  
- \* L'échangeur Air/Réfrigérant (évaporateur) où il subit un refroidissement complémentaire et se libère de la vapeur d'eau en excès en la condensant
  
- \* Le séparateur de condensats où l'air comprimé se libère de ses condensats dont l'évacuation est assurée par un purgeur automatique
  
- \* L'échangeur Air/Air où il est réchauffé par l'air d'entrée avant qu'il ne soit acheminé vers le réservoir et le réseau de distribution.

#### III.1.2 Principe du circuit de réfrigération

Il est constitué d'un circuit transformant alternativement un fluide caloporteur ( fréon ) de l'état gazeux à l'état liquide et inversement. Le passage de l'état liquide à l'état gazeux offre la particularité d'absorber une grande quantité de chaleur. Le fonctionnement du circuit est le suivant :

Le compresseur frigorifique comprime le fréon gazeux en augmentant sa température. Il est ensuite liquéfié par le condenseur et arrive au détenteur qui lui donne la pression et la température requise à l'évaporateur. La chaleur nécessaire à l'évaporation du liquide frigorifique est prélevée à l'air comprimé provoquant ainsi la condensation de la vapeur d'eau par refroidissement de dernier.

Le schéma de principe du sécheur frigorifique est représenté par la fig (III.1)

- |                          |                                   |
|--------------------------|-----------------------------------|
| 1. Echangeur Economiseur | 4- Reservoir liquide frigorifique |
| 2. Purgeur               | 5- Condenseur                     |
| 3. Echangeur Evaporateur | 6- Compresseur                    |

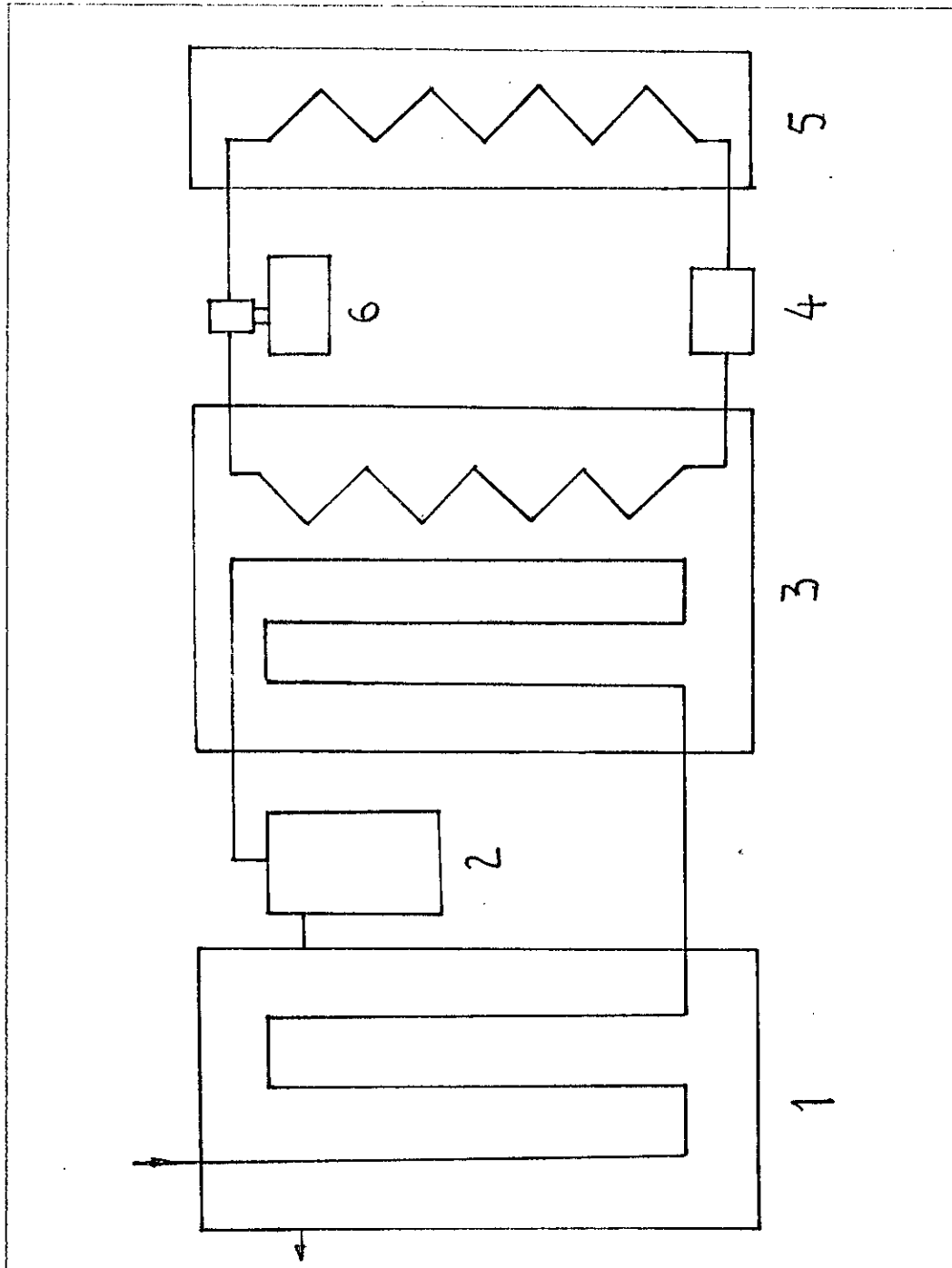


Fig III.1 Schéma du sécheur frigorifique

## III.2 SECHEUR PAR ABSORPTION

### III.2.1 Description de l'appareil

C'est un réservoir renfermant un produit qui a la propriété de se laisser pénétrer par la vapeur d'eau.

L'appareil se compose des éléments suivants :

- \* Le réservoir recevant le produit absorbant.
- \* Le compartiment inférieur faisant office de séparateur primaire de condensats.
- \* Le distributeur diffusant l'air comprimé humide dans le réservoir.

Le schéma de principe du sécheur est représenté par la Fig.(III.2).

### III.2.2 PRINCIPE

L'air comprimé arrive par le bas et traverse un produit constitué par des pastilles d'un produit hygroscopique qui est à base de sels alcalino-terreux (chlorure de sodium, par exemple). Ces pastilles sont humidifiées et fondent lentement en formant une émulsion avec l'eau et les impuretés diverses. Cette émulsion s'écoule jusqu'au distributeur où elle subit l'effet ascendant de l'air. Les fines gouttelettes d'eau et d'impuretés formées sont alors entraînées par gravité dans le séparateur et l'air sec sort par le haut du réservoir pour être distribué dans le réseau.

## III.2 SECHEUR PAR ABSORPTION

### III.2.1 Description de l'appareil

C'est un réservoir renfermant un produit qui a la propriété de se laisser pénétrer par la vapeur d'eau.

L'appareil se compose des éléments suivants :

- \* Le réservoir recevant le produit absorbant.
- \* Le compartiment inférieur faisant office de séparateur primaire de condensats.
- \* Le distributeur diffusant l'air comprimé humide dans le réservoir.

Le schéma de principe du sécheur est représenté par la Fig.(III.2).

### III.2.2 PRINCIPE

L'air comprimé arrive par le bas et traverse un produit constitué par des pastilles d'un produit hygroscopique qui est à base de sels alcalino-terreux (chlorure de sodium par exemple). Ces pastilles sont humidifiées et fondent lentement en formant une émulsion avec l'eau et les impuretés diverses. Cette émulsion s'écoule jusqu'au distributeur où elle subit l'effet ascendant de l'air. Les fines gouttelettes d'eau et d'impuretés formées sont alors entraînées par gravité dans le séparateur et l'air sec sort par le haut du réservoir pour être distribué dans le réseau.

1. Remplissage

2. Produit absorbant

5. Entrée d'air

3. Distributeur

4. Séparateur

6. Sortie d'air sec

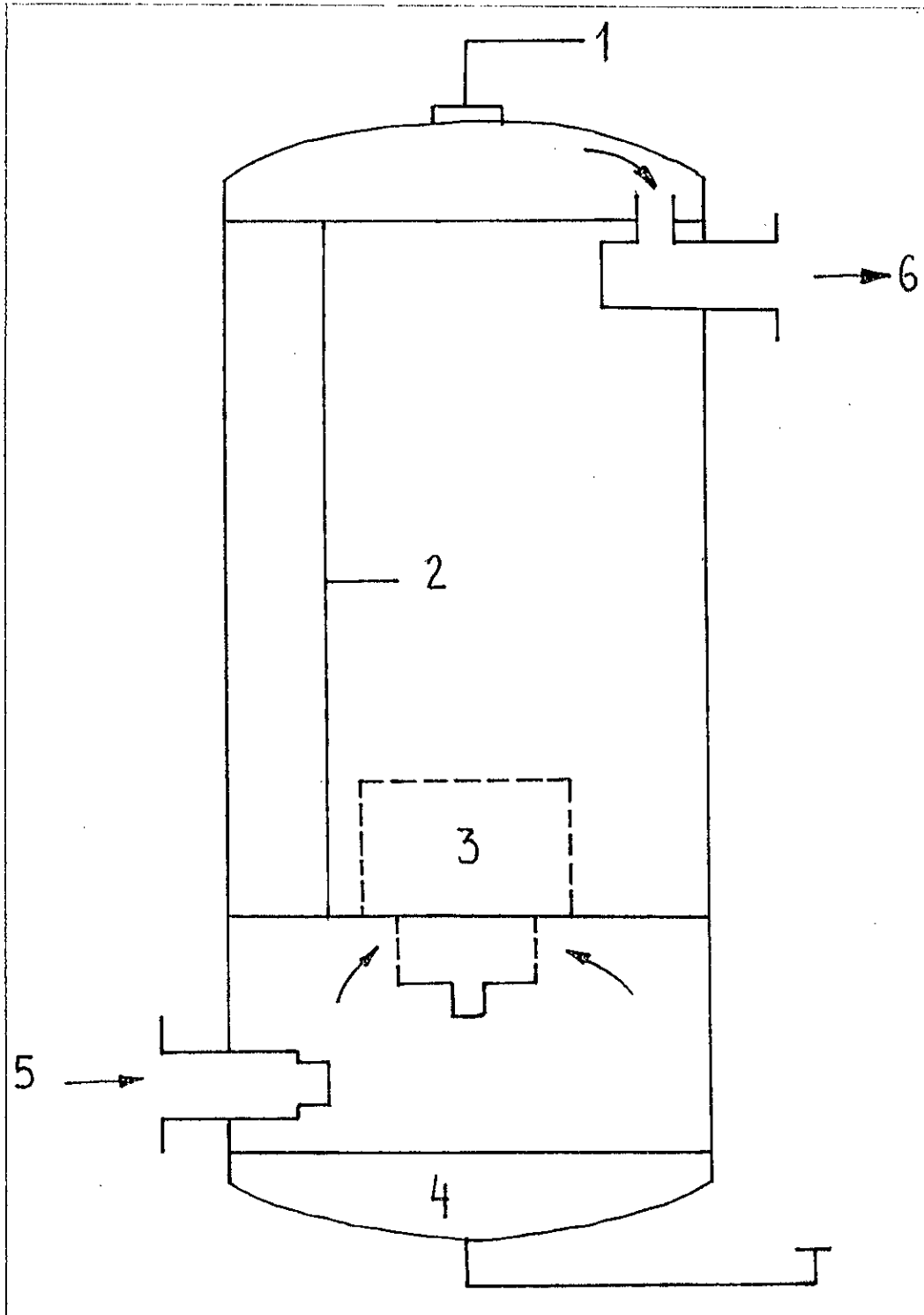


Fig III.2 Schéma du sécheur par absorption



### III.3 SECHEUR PAR ADSORPTION

#### III.3.1 Description de l'appareil

Ce sécheur est constitué de deux réservoirs verticaux montés en parallèle et recevant le produit adsorbant.

Pour obtenir un séchage continu de l'air comprimé l'un des réservoirs est en service tandis-que l'autre est en régénération.

Les produits adsorbants utilisés sont :

\* Le gel de silice.

\* L'alumine activée.

Le schéma de principe est représenté par la fig ( III.3 ).

#### III.3.2 Principe

Les molécules de vapeur sont attirées et fixées par les porosités de la surface du produit adsorbant où elles se concentrent sans le pénétrer. Il n'y a ni mélange intime ni modification de la structure ou de l'état de surface de l'adsorbant, l'opération se fait sans réaction chimique.

Lorsque les pores du produit adsorbant sont saturés d'eau, le sécheur devient inactif et doit être régénéré. La régénération s'obtient par introduction dans le réservoir saturé de l'air sec provenant du réservoir en service. Cet air s'humidifie en débarassant le produit adsorbant de son eau et est ensuite rejeté dans l'atmosphère. L'inversion des cycles des réservoirs est automatique.

Généralement dans un sécheur par adsorption, il faut prévoir un renouvellement du produit poreux tous les 2 ou 3 ans

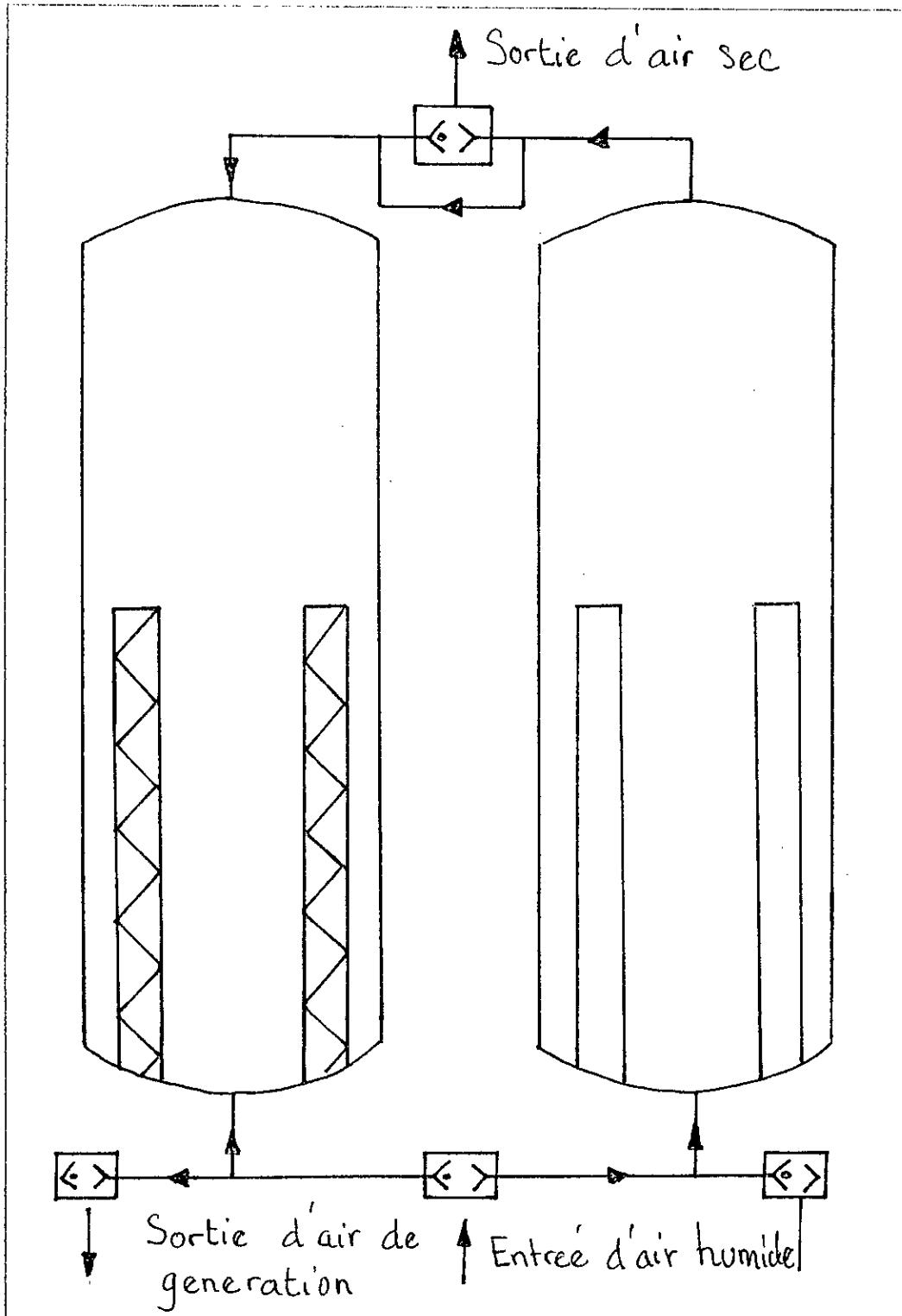


Fig III.3 Schéma du sécheur par adsorption

## III.4 AVANTAGES ET INCONVENIENTS DES DIFFERENTS SECHEURS

### III.4.1 Sécheur frigorifique

Comme avantages nous pouvons citer :

- \* Faible consommation d'énergie, en effet il n'y a consommation d'énergie qu'au niveau du circuit frigorifique
- \* Les frais d'entretien sont réduits.
- \* Son cycle de fonctionnement est continu, il n'a pas de régénération.
- \* Le point de rosée est constant.

Le principal inconvénient réside dans le fait qu'un tel sécheur ne permet pas d'obtenir des points de rosée inférieurs à 2°C sous pression. A des points de rosée plus bas les échangeurs givrent, ce qui diminue fortement leur rendement de l'échange calorifique.

### III.4.2 Sécheur par absorption

Il présente les avantages suivants :

- \* Il n'y a aucune dépense d'énergie.
- \* L'encombrement se limite à l'emplacement du réservoir.
- \* L'entretien se limite à la surveillance du produit absorbant.
- \* Ce procédé donne des points de rosée assez bas qui dépendent de la pression et de la température d'entrée de l'air dans le sécheur.

Les inconvénients d'un tel sécheur sont :

- \* La température d'entrée ne doit pas dépasser 40°C car au delà de cette valeur l'air comprimé sèche le sel et le transforme en poudre qui pollue le réseau.
- \* Le produit absorbant d'un prix relativement élevé demande un renouvellement important.
- \* Le produit étant corrosif, le réservoir nécessite une protection intérieure. Il peut y avoir aussi entrainement de produit et corrosion des appareils en aval.

#### III.4.3 Sécheur par adsorption

Il présente comme avantages :

- \* Obtention de points de rosée de l'air sous pression ou détendu très bas ( de -40°C à -70°C en air détendu ).
- \* L'encombrement est relativement peu important.

Les inconvénients du sécheur sont :

- \* Déterioration du produit adsorbant par l'huile nécessitant donc un déshuilage obligatoire en amont de l'appareil.
- \* Dépense d'énergie plus élevée du fait de la perte du débit d'air utilisé pour la régénération.
- \* Le sécheur est conçu pour des pressions limitées à 10 bars et doit être réépruvé tous les 10 ans.
- \* Le système d'automatisme est compliqué et coûteux.

### III.5 CHOIX DU SECHEUR

Nous allons maintenant choisir parmi les différents sécheurs cités auparavant celui qui correspond au mieux à notre station d'air comprimé.

En premier lieu, nous éliminerons de notre choix le sécheur à absorption du fait du grand risque de corrosion qu'il présente pour les appareils pneumatiques de l'installation.

Bien souvent dans l'industrie courante, l'air comprimé qui est distribué dans le réseau contient généralement  $0,7 \text{ g/m}^3$  d'eau. En air détendu (  $P = 1 \text{ bar}$  ) cela correspond à un point de rosée de  $-22^\circ\text{C}$ .

L'air comprimé étant à  $7,7$  bars, la température à laquelle il faudrait le refroidir est de l'ordre de  $2^\circ\text{C}$ . En conséquence, il sera plus judicieux d'opter pour le sécheur frigorifique du fait qu'il évite tous les inconvénients du sécheur par adsorption, d'autant plus qu'on a pas besoin d'un point de rosée relativement bas.

# CHAPITRE 4

## ETUDE ET DIMENSIONNEMENT DU SECHEUR FRIGORIFIQUE

ETUDE ET DIMENSIONNEMENT DU SECHEUR FRIGORIFIQUE

Dans l'industrie courante, on utilise généralement de l'air comprimé contenant  $0,7 \text{ g/m}^3$  d'eau en air détendu.

De l'étude du (Chapitre II), on constate que le refroidisseur final ne peut en aucun cas assurer cette qualité de l'air, en conséquence l'emploi d'un sécheur complétant l'action de ce dernier devient nécessaire.

Pour les raisons évoquées au ( 5 chap.III), nous avons opté pour un sécheur frigorifique et nous nous proposons dans ce présent chapitre d'en dimensionner les principaux éléments à savoir :

- \* L'échangeur air/air.
- \* L'évaporateur.
- \* Le condenseur.
- \* Le compresseur frigorifique.

Le circuit de réfrigération du sécheur est basé sur le principe des machines frigorifiques à compression de vapeur.

## IV.1 THEORIE DES MACHINES FRIGORIFIQUES A COMPRESSION DE VAPEUR

### IV.1.1 Eléments principaux d'un cycle à compression de vapeur

Un cycle à compression de vapeur (voir fig.IV.1) comprend essentiellement :

- \* Un évaporateur : Dans lequel le fluide frigorigène se vaporise en enlevant une certaine quantité de chaleur  $Q_0$  au milieu extérieur.
- \* Un compresseur : Qui aspire les vapeurs formées dans l'évaporateur à la pression  $P_1$ , les comprime et les refoule ensuite à la pression  $P_2$  en absorbant l'énergie mécanique  $W$ .
- \* Un condenseur : Dans lequel le fluide frigorigène se condense en cédant une certaine quantité de chaleur  $Q_c$  au milieu extérieur.
- \* Un détendeur : Qui laisse passer le fluide frigorigène liquide du condenseur vers l'évaporateur en abaissant sa pression de  $P_2$  à  $P_1$ .

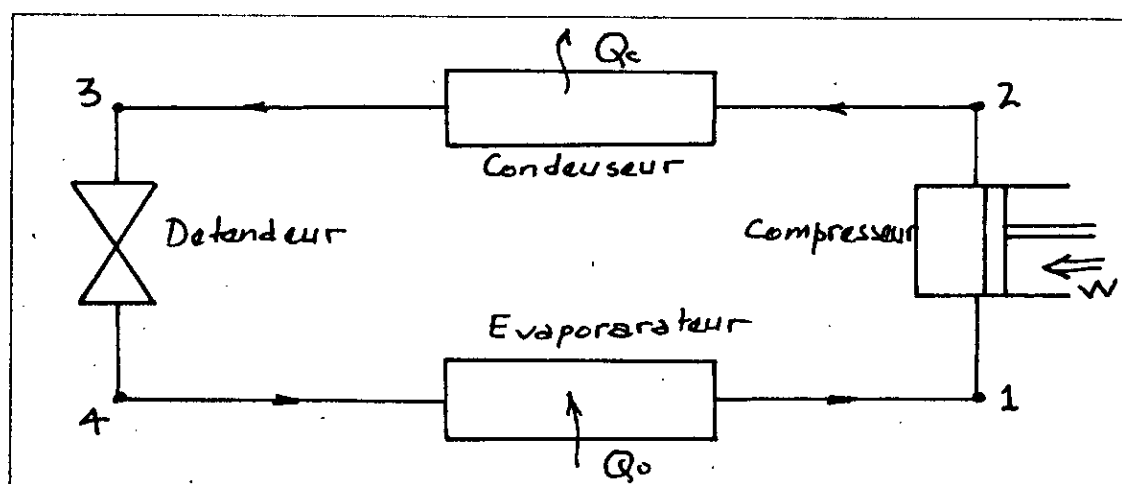


Fig. IV.1 : SCHEMA DE PRINCIPE D'UN CYCLE DE REFRIGERATION A COMPRESSION DE VAPEUR



#### IV.1.2 ETUDE DU CYCLE THEORIQUE

Le cycle théorique illustré dans le diagramme (T,S) de la fig (IV.2) se décompose en quatre phases :

- \* Vaporisation du fluide à la pression  $P_1$  et à la température  $T_1$  constantes dans l'évaporateur avec absorption d'une quantité de chaleur  $Q_0$  empruntée au milieu extérieur qui est à une température  $T_0 > T_1$ . Cette absorption constitue la production du froid.
- \* Compression adiabatique de la vapeur humide de  $P_1$  à  $P_2$ .  
Cette compression absorbe un certain travail fourni par une source extérieure.
- \* Condensation du fluide dans le condenseur à pression  $P_2$  et température  $T_2$  constantes et écoulement de la chaleur de condensation  $Q_c$  vers le milieu extérieur qui est à une température  $T_2' < T_2$ .
- \* Détente adiabatique du fluide liquéfié dans un détendeur attelé sur le même arbre que le compresseur pour récupérer ce travail de détente de la pression  $P_2$  du condenseur à la pression  $P_1$  de l'évaporateur.

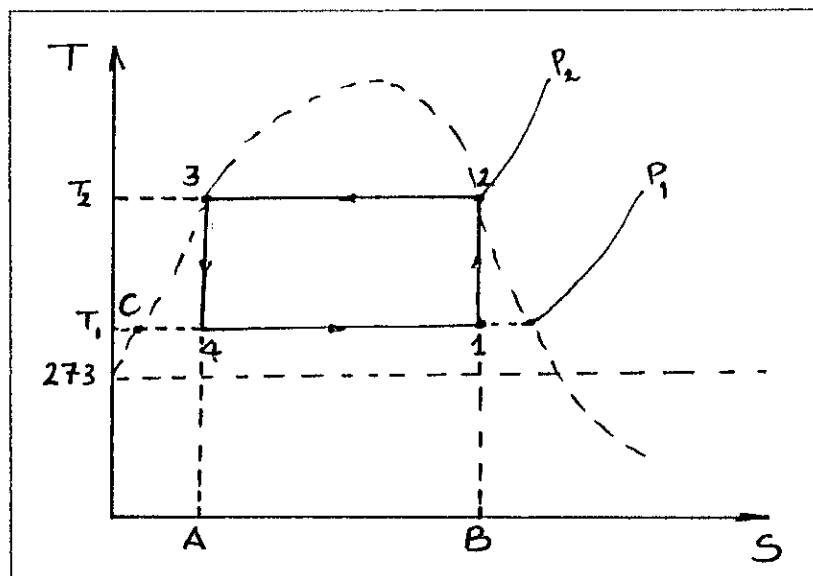


Fig.IV.2 CYCLE THEORIQUE DE LA MACHINE A COMPRESSION DE VAPEUR

Dans le diagramme entropique de la Fig (IV.2), ce fonctionnement est représenté par le cycle de Carnot (1.2.3.4) évoluant entre les isothermes  $T_1$  et  $T_2$  et les adiabatiques 1-2 et 3-4 et sur lequel on peut lire :

\* Chaleur  $Q_c$  évacuée au condenseur représentée par l'aire (A-3-2-B-A).

\* Chaleur  $Q_o$  absorbée à l'évaporateur représentée par l'aire (A-4-1-B-A) (Effet frigorifique).

\* Travail absorbé par le compresseur représenté par l'aire (C-3-2-1-C)

\* Travail récupéré dans le moteur détenteur représenté par l'aire (C-3-4-C).

\* Travail  $W$  consommé par la machine représenté par l'aire (1-2-3-4-1).

Ce qui permet de calculer le coefficient d'effet frigorifique :

$$\varepsilon = \frac{Q_o}{W} = \frac{Q_o}{Q_c - Q_o} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad ( IV.1 )$$

### IV.1.3 ETUDE DU CYCLE PRATIQUE

#### IV.1.3.1 Suppression du moteur détenteur

La détente isenthalpique est moins avantageuse que la détente isentropique du cycle de Carnot.

En effet, l'évolution (3-4'') est située à gauche de la détente isenthalpique (3-4), il en résulte alors en plus du travail de détente récupéré dans le moteur, un gain d'effet frigorifique correspondant à (4''-4) ( voir fig IV.3 ).

Cependant, pour la plupart des fluides frigorigènes, ces gains sont minimes et ne justifient pas les complications considérables de construction d'un moteur détenteur travaillant à basse température.

Dans un but de simplification mécanique, il est donc remplacé par un détenteur par laminage constitué par un orifice calibré de section variable.

La détente ne s'effectuera plus suivant l'adiabatique (3-4'') mais suivant l'évolution isenthalpique (3-4) du fait qu'il n'y a ni échange de chaleur ni de travail avec l'extérieur dans le laminage.

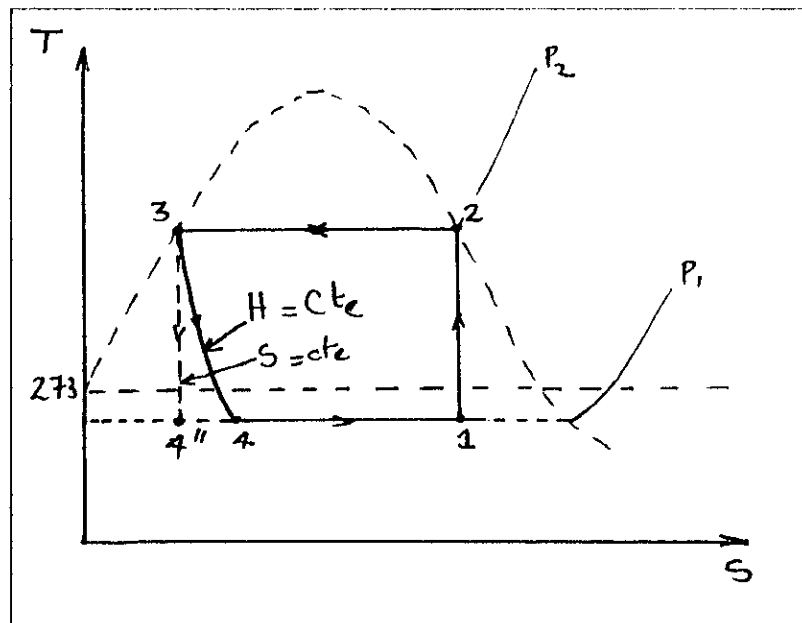


Fig.IV.3 SUPPRESSION DU MOTEUR DETENDEUR

#### IV.1.3.2 SOUS-REFROIDISSEMENT

Les premières spires du condenseur servent à refroidir le gaz, ensuite les spires principales ont pour rôle de le condenser, enfin les dernières à sous-refroidir le liquide.

Sur le diagramme (T,S) de la Fig (IV.4), le sous refroidissement se traduit par la prolongation vers la gauche du point 3 (évolution (3-3')), cet intervalle étant celui qui sépare la température de condensation de celle qui est atteinte par le sous refroidissement.

La détente commence alors en 3' au lieu de 3 et se termine en 4'.

L'effet frigorifique est augmenté de la quantité correspondante à (4-4') de plus ce gain est obtenu sans dépense supplémentaire de travail de compression, celle-ci s'effectuant toujours entre les limites  $P_1$  et  $P_2$  avec le même état initial du fluide.

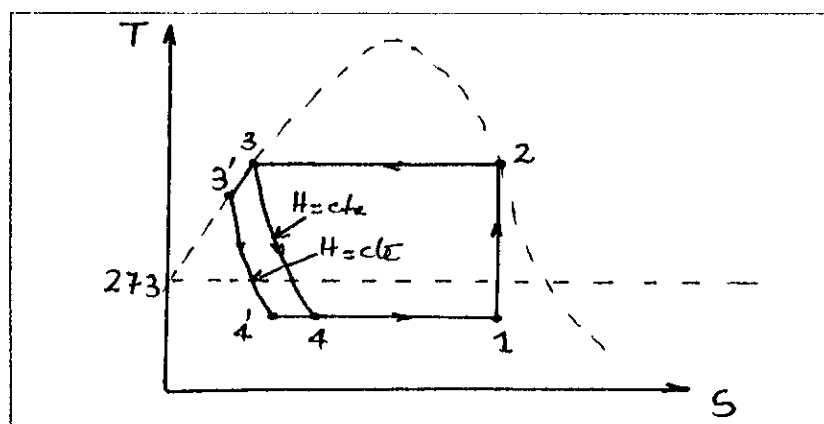


Fig IV.4 CYCLE A COMPRESSION DE VAPEUR AVEC SOUS REFROIDISSEMENT

#### IV.1.3.3 MARCHE EN RÉGIME SEC OU SURCHAUFFE

Le cycle de Carnot choisi comme cycle de référence évolue entièrement à l'intérieur de la courbe de saturation, le point 1 origine de la compression est choisi de telle sorte qu'en fin de compression la vapeur humide se trouve à l'état de vapeur saturée sèche (point 2).

En fait cette condition est à peu près impossible à réaliser car rien ne peut nous renseigner sur le titre du fluide avant son entrée dans le compresseur. Ce titre est lui-même soumis aux fluctuations du régime de marche de l'installation.

Deux cas peuvent se présenter ( voir Fig.IV.5 ):

\* Si le fluide est aspiré en 1', il y aura une légère surchauffe en fin de compression.

\* Si au contraire, il est aspiré en 1'', il restera du liquide en fin de compression ; c'est la marche en régime humide.

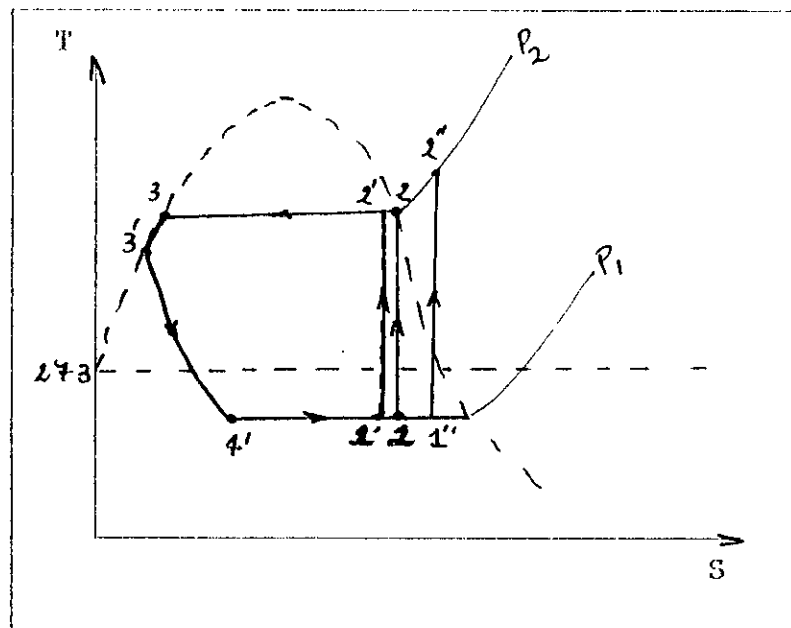


Fig IV.5 MARCHÉ EN RÉGIME HUMIDE

Les inconvénients de la marche en régime humide sont :

\* Risque de coups de Bélier si le volume de liquide restant en fin de compression est supérieur au volume de l'espace mort. Se sont des chocs très violents dus à la présence dans le cylindre d'un liquide incompressible en fin de course du piston. Ces chocs sont très dangereux pour le matériel, il peuvent causer la rupture du fond du cylindre ou bien se répercuter sur l'embellage et l'arbre moteur d'entraînement. La soupape de refoulement est souvent brisée ou tordue.

- \* Risque de diminution de la capacité d'aspiration du compresseur du fait de l'évaporation et de l'expansion de ce liquide au début de la course d'aspiration.

- \* La surface interne du cylindre étant en quelque sorte lavée par ce liquide, le film d'huile peut être interrompu et le graissage n'est plus assuré.

La marche en régime sec ou en surchauffe est née d'observations américaines selon lesquelles la production frigorifique spécifique  $\frac{Q_c}{W}$  est meilleure lorsqu'on aspire des vapeurs saturées sèches, contrairement à la théorie de ZEUNER (1881).

Dans ce régime Fig (IV.5), le point figuratif de début de compression est en 1' sur la courbe de saturation et la compression s'effectue entièrement dans la zone des vapeurs surchauffées et s'achevant en 2' sur l'isobare P<sub>2</sub> à une température T<sub>2</sub>' > T<sub>1</sub>.

En réalité pour des raisons de sécurité, le début de compression se trouve en un point 1'' dans la zone de surchauffe ce qui élève encore la température en fin de compression.

La marche en régime sec présente les avantages suivants :

- \* Tous les inconvénients du régime humide sont évités
- \* L'effet frigorifique est augmenté

Les inconvénients de la marche en régime sec sont :

- \* Augmentation de l'énergie motrice
- \* Augmentation de la température en fin de compression qui peut influencer sur les qualités lubrifiantes de l'huile de graissage. Généralement, les huiles utilisées dans ce genre de compresseur conservent leurs caractéristiques tant que la température ne dépasse pas 100°C. Au delà de 100°C la viscosité de l'huile diminue rapidement au point que la lubrification du cylindre et des articulations du piston peut devenir insuffisante.

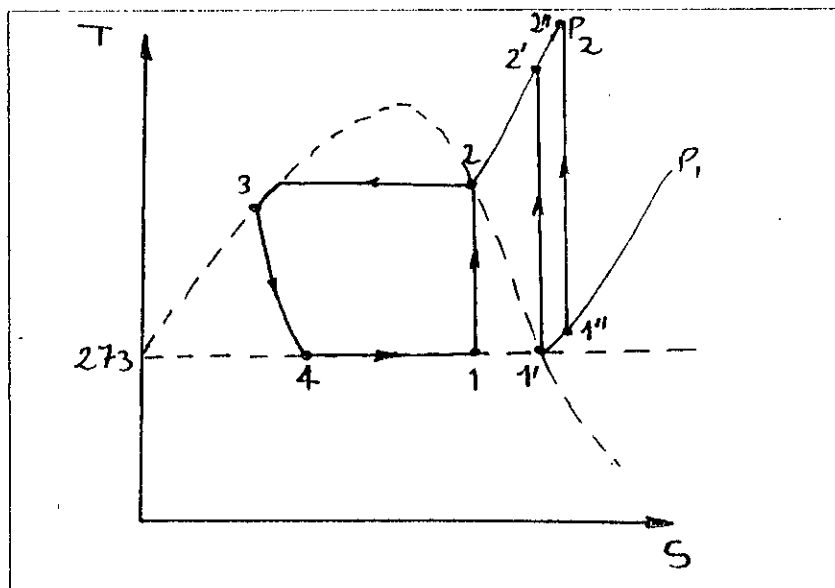


Fig.IV.6 CYCLE A COMPRESSION DE VAPEUR AVEC SOUS REFROIDISSEMENT ET SURCHAUFFE

#### IV.3.4 CYCLE RETENU

Le cycle pratique retenu figuré dans le diagramme entropique de la Fig (IV.6) est le suivant :

- 1 : admission dans le cylindre du compresseur de vapeur légèrement surchauffée.
- 1-2 : compression adiabatique de  $P_1$  à  $P_2$ .
- 2-3-4-5 : refroidissement, condensation et sous-refroidissement à pression constante  $P_2$  dans le condenseur.
- 5-6 : détente isenthalpique à travers le détendeur.
- 6-1 : évaporation à pression constante  $P_1$  dans l'évaporateur.

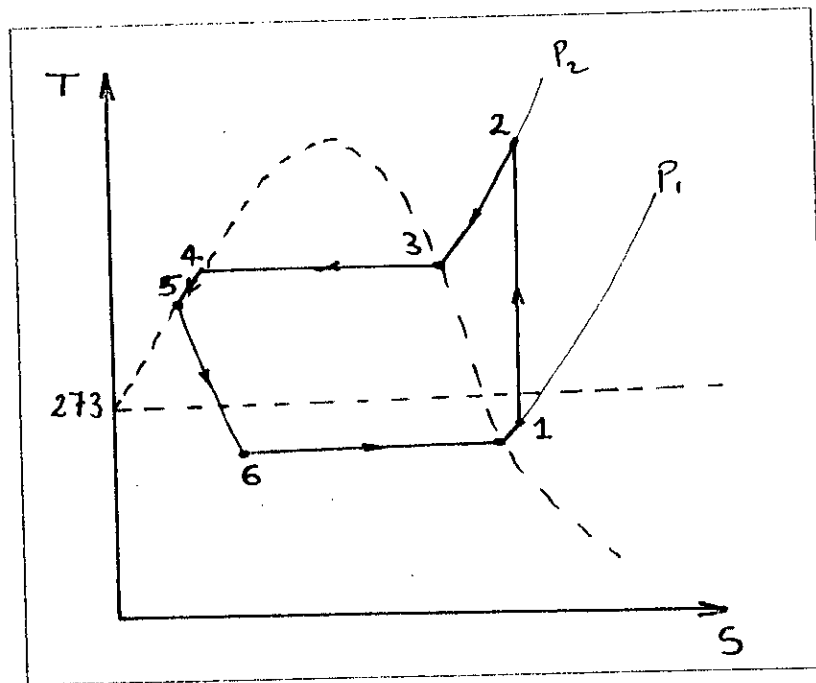


Fig.IV.3 : CYCLE PRATIQUE DE LA MACHINE A COMPRESSION DE VAPEUR

REMARQUE

Le cycle est encore modifié dans sa réalisation. En effet, la compression ne s'effectue plus suivant l'adiabatique (1-2) mais selon une évolution polytropique. Cependant, le rendement isentropique du cycle n'étant pas connu et dans un but de simplification des calculs, on considèrera d'abord l'évolution isentropique puis on corrigera la puissance théorique correspondante du compresseur en tenant compte du rendement indiqué  $\eta_c$  qui résulte des modifications apportées au cycle théorique par certaines imperfections de la machine.



IV.1.4 CALCUL DES ELEMENTS CARACTERISTIQUES DU CIRCUIT  
FRIGORIFIQUE

Le calcul des éléments caractéristiques du circuit s'établit de la façon suivante :

- \* Production frigorifique par Kg de fluide admis dans l'évaporateur

$$\Delta H_0 = H_1 - H_6 = H_1 - H_5 \quad ( IV.2 )$$

- \* Volume de vapeur aspiré par le compresseur par Kg

$$V_1 = \frac{Q_0 v_1''}{(H_1 - H_2)} \quad ( IV.3 )$$

- \* Consommation d'énergie motrice pour 1Kg de fluide

$$W = H_2 - H_1 \quad ( IV.4 )$$

- \* Coefficient d'effet frigorifique ou coefficient de performance

$$\varepsilon = \frac{\Delta H_0}{W} = \frac{H_1 - H_6}{H_2 - H_1} \quad ( IV.5 )$$

- \* Production frigorifique spécifique théorique

$K_{th}$  : est la quantité de froid que l'on peut théoriquement produire par unité de travail.

Elle s'exprime en  $( \frac{KJ}{KW} )$  ou en  $( \frac{\text{frigorie}}{KWh} )$

$$1 \text{ KWh} = 3600 \text{ KWs} = \frac{3600}{4,18} = 860 \text{ Kcal}$$

#### IV.1.5 FLUIDES FRIGORIGENES

On appelle fluides frigorigènes des composés chimiques facilement liquéfiables et dont on utilise les changements d'états physiques comme source de production du froid (libération de la chaleur latente de vaporisation).

Il existe un très grand nombre de fluides frigorigènes, on ne peut les citer tous. Cependant les fluides utilisés pour ainsi dire exclusivement aujourd'hui sont, outre l'ammoniac ( $\text{NH}_3$ ), les dérivés chlorofluorés des hydrocarbures saturés qui sont d'abord apparus sous la dénomination de fréons, notamment le fréon 12 ( $\text{CCl}_2\text{F}_2$ ) et le fréon 22 ( $\text{CHClF}_2$ ).

Le choix des fluides frigorigènes doit être basé sur des considérations très diverses en fonction de leurs propriétés physiques, chimiques, thermodynamiques et physiologiques.

On doit exiger d'un fluide frigorigène parfait les qualités suivantes :

- 1- Chaleur latente de vaporisation élevée.
- 2- Un point d'ébullition bas.
- 3- Faible taux de compression.
- 4- Faible volume massique des vapeurs aspirées dans le compresseur
- 5- Température critique élevée.
- 6- Pas d'action sur les métaux composant le circuit ainsi que sur les joints.
- 7- Pas d'action sur les lubrifiants.
- 8- Non inflammable et non explosif en mélange avec l'air.
- 9- Etre non toxique.
- 10-Détection facile des fuites.

Si l'on récapitule les qualités que doit avoir le fluide idéal en reprenant point par point les éléments énumérés précédemment on constaterait qu'aucun des fluides frigorifiques usuels que nous avons cité ne possède l'ensemble de ces propriétés. Cependant, le fréon 12 répond à une grande partie de ces exigences. C'est pourquoi on optera pour ce dernier.

## IV.2 CALCUL DES DIFFERENTS ELEMENTS DU SECTEUR FRIGORIFIQUE.

### IV.2.1 Calcul de l'échangeur air/air

L'échangeur air/air est installé à l'entrée du sécheur frigorifique, il sert à refroidir l'air comprimé avant son introduction dans l'évaporateur, ce qui a pour effet de provoquer la condensation d'une partie de la vapeur d'eau et de soulager la charge du groupe frigorifique.

C'est un échangeur à tubes concentriques où l'air comprimé provenant du refroidisseur final circule dans le tube intérieur à contre courant de l'air froid venant de l'évaporateur.

#### a) Etat hygrométrique de l'air à l'entrée et à la sortie de l'échangeur

L'air comprimé admis dans l'échangeur en provenance du refroidisseur final est saturé d'eau à la température de rosée de 30°C.

On admettant un refroidissement de l'air de l'ordre de 10°C, celui-ci sortira de l'économiseur saturé en eau à la température de rosée de 20°C.

Les conditions d'entrée et de sortie de l'air comprimé dans l'échangeur air/air sont consignées dans le tableau IV.1.

Tableau IV.1

Etat hygrométrique de l'air dans l'échangeur air/air

Entrée de l'échangeur air/air	$T_1 = 30^\circ\text{C}$ $P_1 = 7,7 \text{ bars}$ $U_1 = 100\%$ $\omega_1 = 0,0034 \frac{\text{Kg}}{\text{Kg AS}}$
Sortie de l'échangeur air/air	$T_2 = 20^\circ\text{C}$ $P_2 = 7,7 \text{ bars}$ $U_2 = 100\%$ $\omega_2 = 0,0019 \frac{\text{Kg}}{\text{Kg AS}}$

b) Calcul de la puissance transmise dans l'échangeur

La puissance théorique de l'échangeur est donnée par l'équation (II.48)

$$Q_{e_{th}} = \dot{m}_a [Cp_m (T_1 - T_2) + (\omega_1 hv_1 - \omega_2 hv_2) - (\omega_1 - \omega_2)hl_2]$$

En calculant les chaleurs massiques  $Cp_1$  et  $Cp_2$  de l'air par l'équation (II.42), la chaleur massique moyenne est :

$$Cp_m = \frac{Cp_1 + Cp_2}{2} = 0,2437 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} = 1,0185 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg K}}$$

Les tables thermodynamiques de la vapeur donnent :

$$\left| \begin{array}{l} hv_1 = 2556,3 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \\ hv_2 = 2538,1 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \\ hl_2 = 83,96 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \end{array} \right.$$

Le débit massique de l'air sec est :  $\dot{m}_a = 0,3505 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$

d'où :  $Q_{e_{th}} = 4,88 \text{ KW}$

En prenant en compte les pertes de chaleur inévitables dans l'échangeur et les conduites ; la puissance théorique sera majorée d'un coefficient de 10% à 20% de sa valeur nominale.

Pour les pertes évaluées à 15% la puissance réelle de l'échangeur sera :

$$Q_e = Q_{e_{th}} 1,15 = 5,6 \text{ KW}$$

d'où :  $Q_e = 5,6 \text{ KW}$

c) Calcul de la surface d'échange.

La surface d'échange est donnée par :

$$A = \frac{Q_e}{U_e \Delta T_m}$$

Où :  $Q_e$  : Puissance de l'échangeur

$U_e$  : Coefficient de transfert global.

$\Delta T_m$  : La différence de température logarithmique moyenne.

L'air en provenance de l'évaporateur est à la température de 2°C. A la sortie de l'échangeur air/air il sera à la température de 15°C.

On aura donc les températures suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{ll} T_1 = 30^\circ & T_2 = 15^\circ \text{C} & : \text{à l'extrémité chaude} \\ T_3 = 20^\circ \text{C} & T_4 = 2^\circ \text{C} & : \text{à l'extrémité froide} \end{array} \right.$$

\* Calcul de la D.T.L.H.

Elle est donnée par l'équation (II.3)

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(30-15)-(20-2)}{\ln\left(\frac{30-15}{20-2}\right)} = 16,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

d'où :  $\Delta T_m = 16,5^\circ\text{C}$

\* Choix des tubes

Les tubes utilisés généralement sont en acier.  
On choisira les diamètres des tubes intérieur et extérieur dans les valeurs normalisées données par la T.E.M.A.

On optera donc pour :

	Diamètre (Cm) intérieur	Diamètre (Cm) extérieur
Tube intérieur	5,250	6,045
Tube extérieur	7,793	8,890

\* Calcul du coefficient de transfert global

- Coefficient de transfert propre.

En négligeant la résistance de la paroi du tube, le coefficient de transfert propre  $U_p$  pris par rapport à la surface extérieur du tube intérieur est donné par :

$$\frac{1}{U_p} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i} \frac{d_o}{d_i}$$

$$\frac{1}{U_p} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i o}$$

Où:  $\left\{ \begin{array}{l} U_p : \text{Coefficient de transfert propre.} \\ h_i : \text{Coefficient de film interne.} \\ h_o : \text{Coefficient de film externe.} \end{array} \right.$

\* Calcul du coefficient de film interne h<sub>ci</sub>.

Pour un fluide circulant à l'intérieur d'un cylindre en convection forcée, Tate et Sieder proposent les correlations données par les équations (II.7) et (II.8).

Les propriétés des fluides étant rapportées à la température moyenne du fluide et le facteur correctif  $\phi_t$  à la température du tube.

$$\text{On a : } \left\{ \begin{array}{l} T_{cc} = \frac{20+30}{2} = 25^\circ\text{C} \quad : \text{Température moyenne du fluide chaud} \\ T_{cf} = \frac{2+15}{2} = 8,5^\circ\text{C} \quad : \text{Température moyenne du fluide froid} \end{array} \right.$$

Dans l'article (B 100) -technique de l'ingénieur-; on propose la correlation suivante pour la température du tube  $T_t$  :

$$\Delta T_t = T_{cf} + \frac{2}{3} \Delta T_{cc}$$

$$\text{d'où : } T_t = 8,5 + \frac{2}{3} \cdot 16,5 = 19,5^\circ\text{C}$$

D'après les tables thermodynamiques on a :

$$\left\{ \begin{array}{l} \mu = 183,6 \cdot 10^{-7} \quad \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2} \\ \lambda = 26,14 \cdot 10^{-3} \quad \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \\ Pr = 0,7075 \quad \text{Kg} \\ \rho = 8,9947 \quad \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\ \mu_t = 180,85 \cdot 10^{-7} \quad \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2} \end{array} \right.$$

La vitesse massique de l'air dans le tube est donnée par :

$$G_v = \frac{\dot{M}}{S} = \frac{4 \dot{M}}{\pi d_i^2} = 164 \cdot \frac{\text{Kg}}{\text{s m}^2}$$

Le nombre de Reynold est donné par :

$$Re_i = \frac{d_i G_v}{\mu} = 0,047 \cdot 10^7 > 2100 \quad \Rightarrow \quad \text{Régime turbulent}$$

donc le coefficient  $h_{co}$  est donné par :

$$h_{co} = 0,027 \frac{\lambda}{d_o} Re_o^{0,8} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_f} \right)^{0,14}$$

d'où :

$$h_{co} = 359,6 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

\* Calcul du coefficient de film externe  $h_o$ .

Il s'agit d'un écoulement à travers un espace annulaire, on applique toujours les correlations de Tate et Sieder mais rapportées au diamètre équivalent  $D_e$  donné par :

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

Où :

D <sub>i</sub> :	Diamètre intérieur du tube extérieur.
d <sub>o</sub> :	Diamètre extérieur du tube intérieur.

La vitesse massique du fluide (air comprimé) dans l'espace annulaire est :

$$G_e = \frac{\dot{M}}{S_e} = \frac{4 \dot{M}}{\pi (D_i^2 - d_o^2)} = 106,6 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}$$



Les propriétés de l'air comprimé dans l'espace annulaire sont données par les tables thermodynamiques à la température moyenne du fluide  $T_{cf} = 8,5^{\circ}\text{C}$

$$\left| \begin{array}{l} \mu = 175,35 \cdot 10^{-7} \frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{m}^2} \\ \rho = 24,82 \cdot 10^{-2} \frac{\text{W}}{\text{m}^3 \cdot \text{K}} \\ \text{Pr} = 0,712 \\ \mu_t = 180,85 \cdot 10^{-7} \frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{m}^2} \end{array} \right.$$

Le nombre de Reynolds est donné par :

$$Re = \frac{De \cdot Ge}{\mu}$$

d'où :  $Re = 0,024 \cdot 10^{+7} > 2100$

Le régime étant turbulent le coefficient de film interne est donné par :

$$h_i = 0,027 \frac{\lambda}{d_e} Re^{0,4} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_t} \right)^{0,14}$$

d'où :  $h_i = 198,5 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$

Le coefficient de transfert propre est donné alors par :

$$\frac{1}{U_p} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_{i,c}} = \frac{1}{359,6} + \frac{1}{198,5}$$

d'où :  $U_p = 127,9 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$

En tenant compte des résistances à l'encrassement à l'intérieur et à l'extérieur du tube dont les valeurs sont données par le Tableau (11.5), soit :

$$R_{so} = R_{si} = 0,00034 \frac{\text{h}^{\circ}\text{C m}^2}{\text{Kcal}} = 0,00034 \frac{\text{m}^2 \text{ K}}{\text{W}}$$

La résistance à l'encrassement totale est donnée par :

$$R_e = R_{so} + R_{si} \frac{d_o}{d_i}$$

$$\text{d'où :} \quad R_e = 0,00034 \left( 1 + \frac{0,06045}{0,0525} \right) = 0,00073 \frac{\text{m}^2 \text{ K}}{\text{W}}$$

Le coefficient de transfert global sale est alors :

$$U_s = \frac{1}{\frac{1}{U} + R_s} = \frac{1}{\frac{1}{127,9} + 0,00073} = 117 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

$$\text{d'où :} \quad U_s = 117 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

La surface d'échange est alors :

$$A = \frac{Q_e}{U_s \Delta T_m} = \frac{5600}{117 \cdot 16,5} = 2,9 \text{ m}^2$$

$$A = 2,9 \text{ m}^2$$

La longueur du tube intérieure correspondante est alors :

$$l = \frac{A}{d_o} = \frac{2,9}{\pi \cdot 0,06045} = 15,3 \text{ m}$$

$$l = 15,3 \text{ m}$$

En conclusion, nous présentons ci-après toutes les caractéristiques de l'échangeur air/air :

Puissance de l'échangeur :  $Q_e = 5,6 \text{ Kw}$

Surface d'échange :  $A = 2,9 \text{ m}^2$

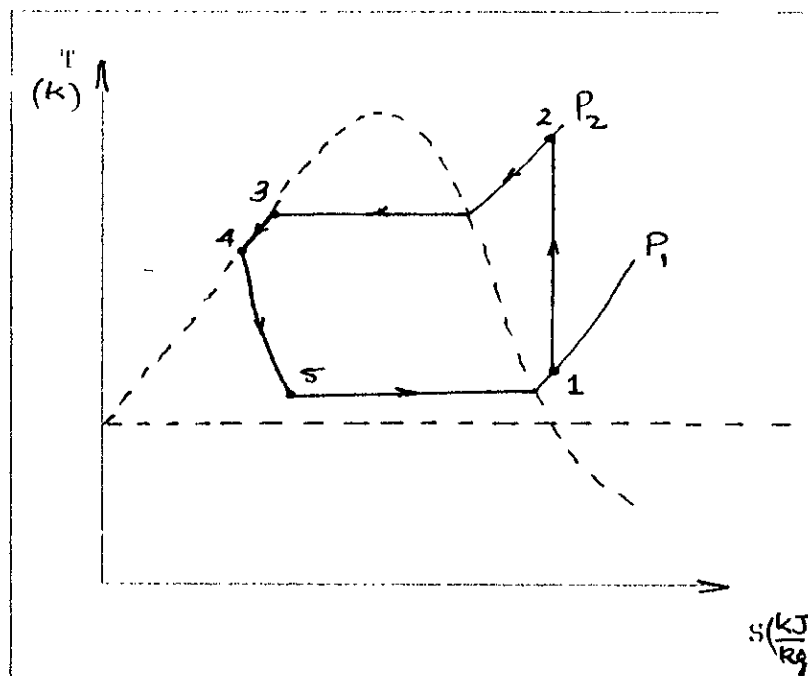
Tubes en acier avec	:		$d_i = 0,0525 \text{ m}$
			$d_e = 0,06045 \text{ m}$
			$D_i = 0,07793 \text{ m}$
			$D_e = 0,08890 \text{ m}$
			$l = 15,3 \text{ m}$

#### IV.2.2 ETUDE DU CYCLE THERMODYNAMIQUE DU CIRCUIT FRIGORIFIQUE.

Pour pouvoir dimensionner les différents éléments du circuit frigorifique, il faudra déterminer toutes les caractéristiques thermodynamiques des divers points du cycle frigorifique.

L'air comprimé devant être refroidi à la température de  $2^{\circ}\text{C}$  on choisira les températures caractéristiques du cycle suivantes :

- \* Température d'évaporation :  $T_e = 0^{\circ}\text{C}$ .
- \* Température de condensation :  $T_c = 30^{\circ}\text{C}$ .
- \* Température de sous-refroidissement :  $T_{sr} = 25^{\circ}\text{C}$ .
- \* Température d'aspiration des vapeurs :  $T_1 = 5^{\circ}\text{C}$ .



CYCLE THERMODYNAMIQUE DU CIRCUIT FRIGORIFIQUE

Les propriétés thermodynamiques des différents points du cycle sont consignées dans le tableau IV.2.

Tableau IV.2 CARACTÉRISTIQUES THERMODYNAMIQUES DU CYCLE FRIGORIFIQUE.

	T (°C)	P (bar)	h ( $\frac{KJ}{Kg}$ )	s ( $\frac{KJ}{Kg}$ )
(1)	5	3,0861	354,717	1,5663
(2)	39,6	7,4490	370,650	1,5663
(3)	30	7,4490	228,540	
(4)	25	7,4490	223,650	
(5)	0	3,0861	223,650	

\* la production frigorifique par Kg de fluide frigorigène admis dans l'évaporateur est :

$$\Delta h_{11} = h_1 - h_5$$

d'où : 
$$\Delta h_{11} = 131,067 \frac{KJ}{Kg}$$

\* La consommation d'énergie molaire du compresseur pour un Kg de fluide est :

$$W_{1,1} = H_2 - H_1$$

d'où : 
$$W_{1,1} = 15,933 \frac{KJ}{Kg}$$

\* Le coefficient d'effet frigorifique est donné par :

$$\epsilon = \frac{\Delta H_1}{W_{1,1}}$$

d'où : 
$$\epsilon = 0,23$$

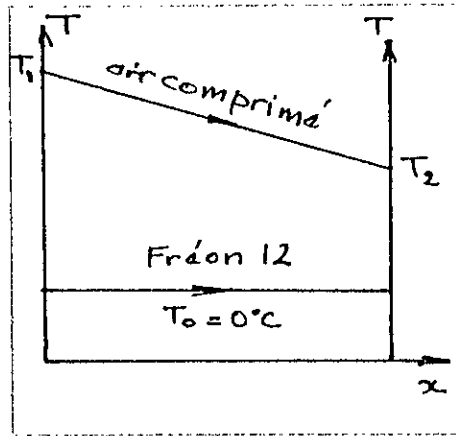
#### IV.2.3 CALCUL DE L'EVAPORATEUR

L'évaporateur est l'élément essentiel de l'installation, en effet, il est la source de production du froid, but final est principal de cette dernière.

L'évaporateur est un échangeur de chaleur qui assure le transfert du flux calorifique provenant du milieu à refroidir au fluide frigorifique.

L'évaporateur pour lequel nous optons est un échangeur de chaleur à tubes concentriques en cuivre à parois lisses pour diminuer l'encombrement de l'appareil.

L'air comprimé provenant de l'échangeur air/air entre dans l'évaporateur à la température de 20°C et en sort à la température de 2°C, tandis-que le freon 12 qui circule à contre courant de l'air comprimé se vaporise à la température constante  $T^* = 0^\circ C$ .



L'état hygrométrique de l'air comprimé à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur est donné par le tableau IV.3

Tableau IV.3 - ETAT HYGROMÉTRIQUE DE L'AIR COMPRIMÉ DANS L'ÉVAPORATEUR

Entrée de l'évaporateur	$T_1 = 20^{\circ}\text{C}$ $P_1 = 7,7 \text{ bars}$ $\varphi_1 = 100\%$ $\omega_1 = 0,0019$	$\frac{\text{Kg}}{\text{Kg A S}}$
Sortie de l'évaporateur	$T_2 = 2^{\circ}\text{C}$ $P_2 = 7,7 \text{ bars}$ $\varphi_2 = 100\%$ $\omega_2 = 0,0006$	$\frac{\text{Kg}}{\text{Kg A S}}$

a) Calcul de la production frigorifique  $Q_c$

La production frigorifique dans l'évaporateur est donnée par l'éq. (11.48).

$$Q_c = \dot{m}_a (Cp_m (T_1 - T_2) + (\omega_1 hv_1 - \omega_2 hv_2) - (\omega_1 - \omega_2) h_{f,2})$$

Où :  $Cp_m = 1,0182 \frac{KJ}{Kg \cdot K}$

Les tables thermodynamiques de l'air donnent :

$$\begin{array}{l} hv_1 = 2538,1 \frac{KJ}{Kg} \\ hv_2 = 2505,1 \frac{KJ}{Kg} \\ h_{f,2} = 8,37 \frac{KJ}{Kg} \end{array}$$

Le débit d'air sec est :  $\dot{m}_a = 0,3505 \frac{Kg}{s}$

d'où :  $Q_c = 7,6 \text{ KW}$

REMARQUE: .....

La production frigorifique de l'évaporateur étant relativement faible, le choix de l'évaporateur à tubes concentriques trouve sa justification.



### b) Calcul du débit massique de fluide frigorigène

Le débit massique de fluide frigorigène (fréon 12) à évaporer est donné par :

$$q_m = \frac{Q_o}{\Delta H_o}$$

où :

$q_m$	:	débit massique de fréon 12.
$Q_o$	:	production frigorifique demandé à la machine
$\Delta H_o$	:	production frigorifique par Kg de fluide admis dans l'évaporateur

$$q_m = \frac{7.6}{131.067}$$

d'où :

$$q_m = 0.058 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

### c) Calcul de la surface d'échange

la surface d'échange nécessaire à l'évaporateur est donnée par :

$$A_o = \frac{Q_o}{U_o \Delta T_m}$$

où :

$Q_o$	:	production frigorifique
$U_o$	:	coefficient de transfert global dans l'échangeur
$\Delta T_m$	:	différence de température logarithmique moyenne

L'évaporation du fluide frigorigène se fait à température constante  $T_s = 0^\circ\text{C}$ .

Les températures d'entrée et de sortie de l'air comprimé dans l'évaporateur sont :

$$\left| \begin{array}{l} T_1 = 20^\circ\text{C} \\ T_2 = 2^\circ\text{C} \end{array} \right.$$

La D.T.L.M donnée par l'équation (11.3) est alors :

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - T_s) - (T_2 - T_s)}{\ln \left( \frac{T_1 - T_s}{T_2 - T_s} \right)} = 7,82^\circ\text{C}$$

d'où :  $\Delta T_m = 7,82^\circ\text{C}$

La fiche technique GT3-004 du CECOMAF (Comité Européen des Constructeurs de Matériel Frigorifique) propose la plage suivante des valeurs standards du coefficient de transfert global des échangeurs à tubes concentriques à contre-courant :

$$\left| \begin{array}{l} U_o \in (500 \quad 700) \quad \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}} \\ U_o \in (580 \quad 813) \quad \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} \end{array} \right.$$

Pour un coefficient de transfert

$$U_o = 600 \quad \frac{\text{Kcal}}{\text{h}^\circ\text{C m}^2} = 697 \quad \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

la surface d'échange de l'évaporateur sera :

$$A_o = \frac{7600}{697 \cdot 7,82} = 1,4 \text{ m}^2$$

En conclusion les caractéristiques de l'évaporateur pour lequel nous optons sont :

Evaporateur à tubes concentriques en cuivre
Puissance échangée $Q_D = 7,6 \text{ KW}$
Surface d'échange $A_D = 1,4 \text{ m}^2$

#### IV.2.4 Calcul du condenseur

Le condenseur d'une machine frigorifique est essentiellement un échangeur de chaleur qui assure le passage du flux calorifique du fluide frigorigène au milieu extérieur.

Il existe différents types de condenseur selon la puissance de la machine frigorifique, les plus utilisés sont :

- \* Le condenseur à immersion
- \* Le condenseur à tubes concentriques et contre courant
- \* Le condenseur à faisceau multitubulaires

En ce qui concerne le sécheur frigorifique, on optera pour un condenseur à tubes concentriques et ceci pour raisons suivantes :

- \* Ces appareils sont intéressants pour les facilités qu'ils offrent au point de vue démontage rapide pour le nettoyage ou le remplacement des tubes
- \* Ils réalisent aussi un contre courant qui se traduit par un bon rendement de l'échangeur

Dans le condenseur, l'eau de refroidissement circule dans le tube intérieur à contre courant du fréon 12 qui passe dans l'espace annulaire entre les deux tubes qui sont généralement en cuivre quand le fluide frigorigène est du fréon.

a) Calcul de la puissance échangée dans le condenseur

La puissance transmise dans le condenseur est donnée par :

$$Q_c = q_m (h_2 - h_4)$$

Où :

$Q_c$ :	puissance du condenseur.
$q_m$ :	debit massique du fréon.
$h_2, h_4$ :	enthalpies massiques du fréon à l'entrée et à la sortie du condenseur

d'où :

$$Q_c = 0,058 (370,65 - 223,65)$$

$$Q_c = 8,53 \text{ KW}$$

b) Calcul de la surface d'échange

La surface d'échange du condenseur est donnée par :

$$A_c = \frac{Q_c}{U_c \Delta T_m}$$

Où :

$Q_c$ :	puissance échangée dans le condenseur
$U_c$ :	coefficient global de transfert dans le condenseur
$\Delta T_m$ :	différence de température logarithmique moyenne.

Le condenseur peut être scinder en 3 zones qui sont respectivement:

- \* Une zone de désurchauffe  $Z_1$
- \* Une zone de condensation  $Z_2$
- \* Une zone de sous-refroidissement  $Z_3$  (voir (Fig. IV.8))

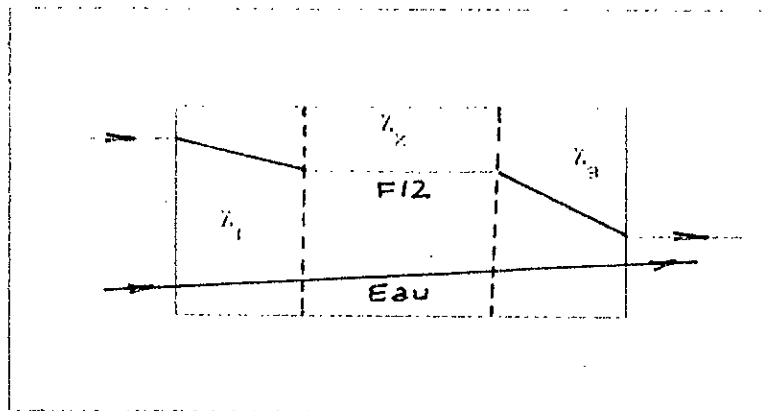


Fig IV.8. Zones fonctionnelle du Condenseur

les conditions de transfert du flux calorifique seront donc différentes dans chaque zone et le coefficient de transfert dans chacune de celle-ci sera différent.

En fait, le problème est simplifié par les constructeurs d'appareils par l'adoption d'un coefficient pratique moyen de transmission de chaleur, compte tenu du fait que les quantités de chaleur évacuées dans les zones de désurchauffe et de sous-refroidissement sont faibles par rapport à celles évacuées dans la zone de condensation.

Ces coefficients pratiques tiennent compte aussi de considération expérimentales d'exploitation de machines frigorifiques.

La fiche technique GT3-0.004 du CECOMAF (Comité Européen des Constructeurs de Matériel Frigorifique) propose la plage suivante des valeurs standards du coefficient de transfert global des échangeurs à tubes concentriques à contre-courant :

$$U_c = (600, 800) \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}}$$

Ce qui correspond à :

$$U_c = (697, 929) \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

On choisira pour les calculs le coefficient de transfert global suivant :

$$U_c = 800 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

La différence de température logarithmique moyenne est donnée par :

$$\Delta T_m = \frac{(T_c - t_1) - (T_c - t_2)}{\ln \left( \frac{T_c - t_1}{T_c - t_2} \right)}$$

Où :

$T_c$ :	température de condensation $T_c = 30^\circ C$
$t_1$ :	température d'entrée de l'eau dans l'évaporateur $t_1 = 20^\circ C$
$t_2$ :	température de sortie de l'eau dans l'évaporateur $t_2 = 24^\circ C$ .

d'où :  $\Delta T_m = 7,83^\circ C$ .

La surface d'échange est alors :

$$A_c = 1,36 \text{ m}^2$$

En conclusion les caractéristiques du condenseur pour lequel nous optons sont :

Condenseur à tubes concentriques en cuivre	
Puissance échangée :	$Q_c = 8,56 \text{ kW}$
Surface d'échange :	$A_c = 1,36 \text{ m}^2$

#### IV.2.5 CALCUL DU COMPRESSEUR

Soit à déterminer les dimensions principales du compresseur fonctionnant au fréon 12 au régime suivant :

	* Température d'évaporation	: $T_e = 0^{\circ}\text{C}$
	* Température de condensation	: $T_c = 30^{\circ}\text{C}$
	* Puissance frigorifique	: $Q_e = 7,6 \text{ kW}$

Pour entreprendre cette étude, on doit tout d'abord se donner à priori, par analogie avec les compresseurs existant et des conditions de marche comparables :

- \* Le rendement volumétrique :  $\eta_v$
- \* Le rendement indiqué :  $\eta_i$
- \* Le rendement mécanique :  $\eta_m$

Dans la construction actuelle des compresseurs ROUBERECHTS propose les plages des valeurs suivantes :

	$\eta_v$	$\in$	(0,88 , 0,91)
	$\eta_m$	$\in$	(0,85 , 0,93)
	$\eta_{i,v}$	$\in$	(0,70 , 0,90)

On optera pour le choix suivant :

	$\eta_v$	=	0,89
	$\eta_m$	=	0,90
	$\eta_{i,v}$	=	0,80

D'après les calculs faits au (§ IV.2.3) nous avons trouver :

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_c = 7600 \text{ W} \quad : \text{ production frigorifique.} \\ q_m = 0,058 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \quad : \text{ débit massique du fréon 12.} \end{array} \right.$$

\* Le débit massique du fréon 12 à admettre au compresseur en tenant compte des pertes volumétriques est donné par :

$$q_v = \frac{q_m}{\eta} \cdot v_1^u$$

Où :

$$\left\{ \begin{array}{l} q_v : \text{ débit volumétrique du fréon 12 } \left( \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) \\ q_m : \text{ débit massique du fréon 12 } \left( \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \right) \\ \eta_v : \text{ rendement volumétrique du compresseur} \\ v_1^u : \text{ volume massique de la vapeur aspirée à l'entrée du} \\ \quad \text{compresseur } \left( \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}} \right) \end{array} \right.$$

Les tables thermodynamiques du fréon 12 donnent pour la vapeur surchauffée à 5°C la valeur suivante de  $v_1^u$  :

$$v_1^u = 56,7878 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

d'où :

$$q_v = \frac{0,058}{0,8} \cdot 56,7878 \cdot 10^{-3}$$

$$q_v = 4,12 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

\* Le coefficient d'effet frigorifique est donné par l'équation IV.5

$$\epsilon = \frac{H_1 - H_5}{H_2 - H_1} = \frac{131,067}{15,933} = 8,23$$



\* La production frigorifique spécifique théorique  $K_{th}$  est donnée par :

$$K_{th} = 3600 \times \left( \frac{KJ}{KW h} \right)$$

$$K_{th} = 3600 \times 0,23 = 29628 \left( \frac{KJ}{KW h} \right)$$

\* La production frigorifique spécifique indiquée  $K_i$  est donnée par :

$$K_i = \eta_i K_{th} = \eta_i 3600 \times$$

d'où :

$$K_i = 26368,9 \frac{KJ}{KW h}$$

\* La puissance indiquée du compresseur est donnée par :

$$P_i = \frac{Q_c}{K_i}$$

d'où :

$$P_i = \frac{7,6 \times 3600}{26368,9} = 1,04 \text{ KW}$$

\* La puissance absorbée sur l'arbre est donnée par :

$$P = \frac{P_i}{\eta_m} = \frac{1,04}{0,9} = 1,15 \text{ KW}$$

$$P = 1,15 \text{ KW}$$

La puissance absorbée sur l'arbre exprimée en chevaux est :

$$P = \frac{1,15 \times 10^3}{736} = 1,56 \text{ cv}$$

Pour choisir le compresseur de l'installation, on consultera les catalogues édités par les constructeurs et on choisira celui dont la puissance absorbée sur l'arbre  $P$  est la plus proche de la valeur calculée ci-dessus, permettant de produire l'effet frigorifique escompté ( $Q_c = 7600 \text{ W}$ ) aux températures d'évaporation et de condensation suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} T_e = 0^\circ\text{C} \\ T_c = 30^\circ\text{C} \end{array} \right.$$

#### IV.2.6 CONCLUSION

Les caractéristiques des différents éléments du sécheur frigorifique sont :

- \* Echangeur air/air : | échangeur à tubes concentriques en acier  
allié  
puissance : 5,6 KW  
surface d'échange : 2,9 m<sup>2</sup>
- \* Evaporateur : | échangeur à tubes concentriques en cuivre  
puissance : 7,6 KW  
surface d'échange : 1,4 m<sup>2</sup>
- \* Condenseur : | échangeur à tubes concentriques en cuivre  
puissance : 8,5 KW  
surface d'échange : 1,36 m<sup>2</sup>
- \* Compresseur : | compresseur à piston  
puissance absorbée : 1,15 KW = 1,56 cv  
sur l'arbre

\* L'humidité absolue de l'air comprimé admis dans le sécheur frigorifique est :

$$\omega_1 = 0,0034 \frac{\text{Kg}}{\text{Kg d'air sec}}$$

\* L'humidité absolue de l'air comprimé à la sortie du sécheur frigorifique est :

$$\omega_2 = 0,0006 \frac{\text{Kg}}{\text{Kg d'air sec}}$$

\* La masse d'eau éliminée dans le sécheur frigorifique est :

$$m = \omega_1 - \omega_2 = 0,0028 \frac{\text{Kg}}{\text{Kg d'air sec}}$$

\* La masse d'eau éliminée dans l'installation de déshumidification (refroidisseur final et sécheur) est :

$$H_1 = 0,0028 + 0,0107 = 0,0135 \frac{\text{Kg}}{\text{Kg d'air sec}}$$

\* Le pourcentage d'humidité éliminée à travers la station de séchage de l'air comprimé est :

$$\frac{H_1}{H_0} = \frac{0,0135}{0,0141} = 0,96$$

donc 96% de l'humidité présente dans l'air comprimé est éliminée par l'installation de séchage dans les proportions suivantes :

- \* 76% d'humidité éliminée dans le refroidisseur final.
- \* 20% d'humidité éliminée dans le sécheur frigorifique.

### IV.3 APPAREILS AUXILIAIRES DES CIRCUITS FRIGORIFIQUES.

En dehors du compresseur et des échangeurs de chaleur se trouvent un certain nombre d'appareils qui en sont les compléments indispensables.

Ils sont étudiés ci-après dans l'ordre où on les trouve en suivant le trajet des gaz à partir du compresseur.

#### IV.3.1 Séparateur d'huile

Les vapeurs refoulées par le compresseur comptent toujours un pourcentage plus ou moins élevé d'huile.

Cette huile doit être séparée du fluide frigorigène de façon aussi parfaite que possible pour différentes raisons.

Trois principes généraux sont utilisés pour assurer la séparation de l'huile des fluides frigorigènes, à savoir.

- \* Ralentissement de la vapeur jusqu'à une vitesse telle que les gouttelettes ne soient plus maintenues en suspension dans le courant gazeux.
- \* Ralentissement moins prononcé accompagné de changements de direction et de chocs sur un chicaneage convenablement combiné.
- \* Séparation Centrifuge des gouttelettes d'huile accompagnée ou non d'un dispositif de chocs.

Néanmoins dans aucun cas ces dispositifs ne permettent de séparer l'huile entraînée sous forme de vapeur.

#### IV.3.2 Réservoir de liquide frigorigène.

Il est placé à la sortie du condenseur de manière à constituer une réserve de liquide entre celui-ci et les organes de détente à même de faire face aux fluctuations des demandes de liquide frigorigène.

Le réservoir est simplement un cylindre en tôle fermé par des fonds bombés et muni d'un niveau visible.

Il porte un robinet de purge à la partie inférieure pour éliminer l'huile qui a pu échapper au séparateur. Il peut également être muni d'un autre purgeur placé à la partie supérieure pour évacuer les gaz non condensables qui sont fréquemment entraînés avec le liquide.

#### IV.3.3 Séparateur de liquide

Il a pour rôle de séparer les gouttelettes de liquide non évaporées des vapeurs sèches aspirées par le compresseur. Le liquide est isolé en disposant sur le cheminement des vapeurs une capacité qui par perte de vitesse et changement de direction sépare les gouttelettes et les entraîne par gravité ou par une pompe en régime noyé à l'évaporateur.

Cette appareil est constitué par un récipient cylindrique en tôle roulée et soudée, fermée par des fonds emboutis.

#### IV.3.4 Le déshydrateur.

Les fluides frigorigènes halogénés ne supportent pas la présence de l'eau dans le circuit de réfrigération.

En effet des désordres sérieux peuvent apparaître, tels que le gel obstruant les organes de détente ainsi que les risques de corrosion sévère par décomposition du fluide libérant des traces d'acides forts (chlorhydrique et fluorhydrique).

Des déshydrateurs sont alors indispensables. On les dispose sur la tuyauterie de liquide haute pression à la sortie du réservoir de liquide. Ils renferment un ou plusieurs éléments solides poreux jouant à la fois les rôles de déshydratant et de neutralisant antiacide mais aussi de filtre retenant les particules solides.

#### IV.3.5 Les filtres.

Il est pratiquement impossible de réaliser une installation parfaitement propre, c'est pour cela qu'il devient nécessaire de mettre en place des filtres capables de retenir les impuretés.

#### IV.3.6 La pompe de liquide.

" Les installations à pompe " ont pris ces dernières années une grande expansion.

Le fluide frigorigène détendu dans un réservoir s'écoule à la température de vaporisation dans une pompe qui le refoule dans l'évaporateur.

Les avantages de ce type d'installations sont certains lorsque les évaporateurs sont éloignés de la salle des machines car les pertes de charge se trouvent éliminées d'une part et d'autre part le coefficient d'échange global de l'évaporateur peut être amélioré par augmentation de la vitesse de circulation du fluide frigorigène.

#### IV.3.7 Clapet de non retour.

Afin d'éviter les coups de liquide dus à la condensation de vapeur lors de la remise en route du compresseur et pour remédier aussi à la circulation intempestive à contre-courant du flux normal, on placera à cet effet sur les tuyauteries intéressées un clapet de non retour appelé aussi clapet de retenu.

#### IV.4 APPAREILS DE REGULATION ET DE SECURITE.

La régulation et la protection du fonctionnement automatique d'une installation frigorifique imposent la surveillance de nombreux paramètres notamment les paramètres température et pression.

Les appareils de régulation et de sécurité de l'installation sont:

##### IV.4.1 Les régulateurs de températures.

On distingue :

- a - Le thermostat : Son rôle consiste à régler la température d'une ambiance froide entre deux limites pré-déterminées par la commande de l'arrêt et du demarrage de l'installation.
  
- b - Détendeur thermostatique : Il consiste à assurer l'admission automatique du fluide frigorigène à l'évaporateur afin d'obtenir un remplissage maximum de ce dernier en fonction des apports extérieurs à l'évaporation.

##### IV.4.2 Les régulateurs de pression.

- a - Pressostat : Ils remplissent deux fonctions différentes à savoir :

- \* Fonction de conduite (de régulation).

- \* Fonction de protection

Les pressostats basse pression jouent le rôle d'appareils de conduite (régulation) en assurant la marche automatique de l'installation en fonction de la pression de l'évaporateur.

Les pressostats haute pression mettent à l'arrêt le compresseur en cas de baisse anormale de la pression d'aspiration, c'est le rôle de l'appareil de sécurité.

- b - Robinet à pression constante : Il permet de maintenir la pression d'évaporation au dessus d'une pression limite minimum préalablement déterminée par le réglage du robinet.
- c - Robinet de démarrage : Il est utilisé pour protéger le moteur du compresseur contre les surcharges dues aux températures d'évaporation élevées constatées au démarrage de l'installation.
- d- Robinet magnétique : Il assure on interrompt l'alimentation en fluide frigorigène en fonction de la mise sous tension ou hors tension de la bobine de commande.
- e - Robinet à action brusque : Son rôle consiste à régler les températures d'arrêt et mise en service d'un évaporateur en fonction de la pression régnant dans ce dernier.
- f - Régulateur de capacité (By-pass) : Il permet de diminuer la production frigorifique du compresseur en réalisant automatiquement son by-pass entre refoulement et aspiration en limitant ainsi à une valeur pré-réglée la pression d'aspiration du compresseur.



# CONCLUSION

## CONCLUSION

Cette étude m'a permis de prendre connaissance de ce qui se fait dans le domaine du séchage de l'air comprimé que ce soit pour le calcul d'une installation ou pour le choix d'un système.

De l'étude du chapitre II, on note que le refroidisseur final a permis d'éliminer environ 76 % de l'humidité présente dans l'air comprimé. Ce qui est très important, d'autant plus que cette condensation de l'eau se fait avec une dépense d'énergie faible et un coût d'investissement réduit en utilisant un agent naturel comme l'eau. Le refroidisseur final est donc un sécheur absolument indispensable et tous sécheurs industriels ne sont calculés que pour compléter l'action de ce dernier.

Les calculs du chapitre IV montrent que 20 % de l'humidité présente dans l'air à l'aspiration est éliminée dans le sécheur frigorifique.

Ce pourcentage qui est faible par rapport à celui du refroidisseur final, est d'ailleurs obtenu en plus avec une dépense d'énergie et un coût d'investissement beaucoup plus élevés. En conséquence, l'emploi d'un sécheur industriel ne trouve sa justification que si l'on exige de l'air comprimé des qualités qui ne peuvent être garanties par le refroidisseur final.

En dernier lieu, je pense que l'étude aurait été beaucoup plus complète et plus intéressante pour METAL-SIDER si une étude technico-économique avait pu être menée en parallèle pour évaluer le coût approximatif de l'investissement.

BIBLIOGRAPHIE
---------------

- |  |                               |      |
|--|-------------------------------|------|
| 1 - Transmission de chaleur                                      | McAdams                       |      |
| 2 - Fundamentals of Heat and mass transfert                      | F.P.Incropera<br>D.P.DEWITT   |      |
| 3 - Raffinage et Genie chimique -T2-                             | P.WHITHIER<br>Ed Technip 1972 |      |
| 4 - Principles of refrigeration                                  | Roy.J.DOSSAT                  |      |
| 5 - Installations frigorifiques T <sub>1</sub> et T <sub>2</sub> | JP.RAPIN                      |      |
| 6 - Formulaire du frigoriste                                     | W.POHLMANN                    |      |
| 7 - Manuel de l'air comprimé                                     | J.CONFIDA                     |      |
| 8 - Techniques de l'ingénieur                                    |                               |      |
| * Article B 4230 : L'air comprimé industriel                     |                               |      |
| * Article B 550 : Théorie des machines frigorifique              |                               |      |
| 9 - Thèses de fin d'études :                                     |                               |      |
| * Station d'air comprimé   | DAKICHE                       | 1983 |
| * Installation frigorifique de fruits et légumes au SAHARA       | S.RECHAK                      | 1980 |
| * Installation frigorifique pour port de pêche                   | R.LAMRAOUI                    | 1980 |