

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Dr. YAHIA FARES de MEDEA

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département du Génie de Matière

Mémoire de Projet de Fin d'Etude

Pour l'obtention du diplôme de Master en Génie Climatique

Option Energie et Froid Industriel

Thème :

Modélisation de la formation de givre sur surface des évaporateurs industriels

Proposé et dirigé par :

Mr. TRIKI ZAKARIA

Mr. MENAD AHMED

Présenté par :

SAAD RABIA

BENAMMAR OUAHIBA

Promotion : 2012-2013

REMERCIEMENT

NOUS COMMENÇANTS PAR REMERCIER DIEU POUR NOUS AVOIR DONNÉ LE COURAGE ET LA VOLONTÉ À MENER CE TRAVAIL A BON TERME, DES REMERCIEMENTS SONT AUSSI ADRESSÉS AUX.

NOTRE PROMOTEUR *TRIKI ZAKARIA* POUR AVOIR PROPOSÉ ET DIRIGÉ CE SUJET, SES ORIENTATIONS, SON SOUTENU ET SES OBSERVATION NOUS ONT ÉTÉ PRÉCIEUSES ET INDISPENSABLES.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

A mes chers parents

A mes chers frères.

À toutes mes sœurs et à tous les membres de ma famille et toute personne qui porte le nom BENAMMAR.

A mes chers amis.

Et à mon binôme

RABIA

B. OUAKIBA

Http://maomao520.yeah.net



Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

A mes chers parents

A mes chers frères.

À toutes mes sœurs et à tous les membres de ma famille et toute personne qui porte le nom SAAD et BELHOCINE.

A mes chers amis.

Et à mon binôme

OUAHIBA

S.RABIA

Http://maomao520.yeah.net

SOMMAIRE

Sommaire……IV

Nomenclature……VII

Liste des figures……IX

Liste des tableaux……XI

INTRODUCYION GENERALE……01

CHAPITRE I : DE L'AIR HUMIDE

I-1. INTRODUCTION……04

I-2 Composition de l'air humide……04

I-3.Propriétés et grandeurs de l'air humide……06

I-3.1Pressions et masses volumiques……06

I-3.1.1 Loi des gaz parfaits ……06

I-3.1.2 Application de la loi de Dalton……07

I-3.2 Humidité spécifique……09

I-3.3 Volume massique et Volume spécifique……11

I-3.3.1 Volume massique……11

I-3.3.2 Volume spécifique……12

I-3.4 Humidité relative……12

I-3.5 Degré de saturation……13

I-3.6 Enthalpies. Chaleurs massiques. Chaleurs spécifiques……13

I-3.6.1 Enthalpies ……13

- enthalpie de l'air sec……14
- enthalpie de l'eau……14
- l'enthalpie massique……14
- l'enthalpie spécifique……14

I-3.6.2 Enthalpie massique de l'air sec……14

I-3.6.3 Enthalpie massique de l'eau liquide ……15

I-3.6.4 Enthalpie massique de la vapeur d'eau……16

I-3.6.5 Enthalpie massique de la glace……17

I-3.6.6 Enthalpie spécifique de l'air humide ……18

I-3.6.6.1 Air humide ne renfermant ni particule de glace ni vésicule d'eau ……18

I-3.6.6.2 Air humide sursaturé renfermant des vésicules d'eau ……19
I-3.6.6.3 Air humide sursaturé renfermant des particules de glace……20
I-3.6.7 Chaleur spécifique de l'air humide……21
I-3.6.7.1Chaleur volumique ……21
I-3.7 Températures caractéristiques de l'air humide……..22
I-3.7.1 Température de bulbe sec ……..22
I-3.7.2 Température de rosée ……..22
I-3.7.3 Température de saturation adiabatique …….....24
I-3.7.4 Température de bulbe humide……26
CHAPITRE II.LES EVAPORATEURS A AIR INDUSTRIELS
II-1 INTRODUCTION ……29
II-2 Les évaporateurs à air ……29
II-2.1 Les évaporateurs à convection naturelle……...29
II-2.2 Les évaporateurs à convection forcée……..29
II-3 Surchauffe des évaporateurs……30
II-4Echanges thermiques dans les évaporateurs……31
II-5.Calcul thermique d'un évaporateur……33
II-5.1. Dimensionnement d'évaporateur……33
II-5.2.Méthode de calcul……33
a) Calcul thermique……33
b) Calcul hydraulique……34
II-5.2.1.Calcul thermique……34
a) Efficacité et nombre d'unité de transfert NUT- ε……34
b) La méthode du nombre d'unité de transfert……35
c) L'efficacité de l'échangeur ε……..36
II-5.2.2. Calcul des coefficients d'échanges chaleur……..37
a) Coefficient d'échange de chaleur global U……37
II-5.3. Convection ……..38
II-5.3.1.Le nombre de Nusselt ……39
II-5.3.2. Le nombre de Prandtl ……41
II-5.3.3. Le nombre de Reynolds ……42
II-5.3.4. Ecoulement de la chaleur en régime laminaire et en régime turbulent (convection forcée) ……44

a) Cas d'une plaque plane parallèle à l'écoulement laminaire……..**44**

b) Cas d'un écoulement laminaire dans un tube……**44**

CHAPITRE III : DEGIVRAGE DES EVAPORATEURS

III-1 INTRODUCTION ……**47**

III-2 Dégivrage Naturel……**48**

III-3 Dégivrage Electrique……**48**

III-4 Dégivrage à Eau……...**51**

III-5 Dégivrage de gaz chaud……**52**

III-5.1 : Gaz chaud à réintégration par la BP……..**52**

III-5.2 : Gaz chaud à réintégration par la HP……..**53**

III-6 Dégivrage par inversion de cycle……**54**

CHAPITRE IV : Modélisation de la formation du givre

IV-1 INTRODUCTION……**61**

IV-2 Modélisation……**61**

IV.3. Résultats et discussion ……...**63**

IV.3.1. Effet de l'épaisseur du givre……....**63**

IV.3.2. Effet de la vitesse de l'air……**63**

IV.3.3. Effet du rayon du tube……..**64**

IV.3.4. Effet du coefficient β……**64**

CONCLUSION GENERALE.....**70**

ANNEXE……**71**

LES REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....**74**

LA LISTE DES FIGURES

Figure I-1: Diagramme d'équilibre de l'eau……**08**

Figure I-2: Température de rosée……**23**

Figure I-3: Détermination de la pression partielle de vapeur d'eau à partir de la température de rosée……**23**

Figure I- 4 : Température de saturation adiabatique……**24**

Figure I-5 : Bilan de l'air humide dans le canal adiabatique……..**25**

Figure I-6: Thermomètre à bulbe humide……..**27**

Figure II-1: Evaporateurs à air – constructeur FRIGA BOHN……..**30**

Figure II-2: Evaporateur à air industriel……..**31**

Figure II-3: Echanges thermiques dans un évaporateur à air.....**32**

Figure II-4: Evolution des températures du fluide frigorigène et de l'air dans l'évaporateur……**33**

FigureII-5 : Profils des vitesses pour les couches limites laminaire et turbulente dans un écoulement sur une plaque……..**39**

FigureII-6 : Répartition des températures dans une couche limite turbulente pour un fluide s'écoulant sur une plaque……**40**

Figure II-7: Couche turbulente et les zones limite établi dans une tuyauterie……..**43**

Figure III-3.1: logigramme d'un dégivrage électrique (d'état fonction de temps)……**49**

Figure III-3.2 : schéma électrique d'un système dégivrage électrique……**50**

Figure III-3 .3 : batterie à caisson isolé.....**51**

Figure III-4.1 : batterie à dégivrage à eau……..**51**

Figure III-5.1 : principe de système gaz chaud à réintégration par BP……..**53**

Figure III-5.2 : principe du système gaz chaud à réintégration par HP……**54**

Figure III-6.1: Schéma d'une vanne 4 voies d'inversion……..**54**

Figure III-6.2: Schéma électrique de commande du dégivrage par résistances……**55**

Figure III-6.3: Schéma de la vanne 4 voies Y3 non alimentée……**56**

Figure III 6-4: Schéma de la vanne 4 voies Y3 alimentée……**59**

Figure IV-1 : Schéma de principe……**61**

Figure VI.2: Évolution de T_i et q en fonction de e_g……..**64**

Figure VI.3: Effet de la vitesse de l'air sur la formation du givre……..**66**

Figure VI.4: Effet du rayon de tube sur la formation du givre……**67**

Figure VI.5: Effet du coefficient β sur la formation du givre……..**68**

LA LISTE DES TABLEAUX

Tableau I-1 : Composition molaire de l'air sec type de l'OACI (1).....05

Tableau I-2: pression de vapeur saturante de l'eau……..09

Tableau I-3: Capacité thermique massique de l'air sec dans le domaine du conditionnement d'air……..14

Tableau I-4: Capacité thermique massique de l'eau liquide dans le domaine du conditionnement d'air……..15

Tableau I-5 : Enthalpie massique de l'eau……16

Tableau I- 6: Enthalpie massique de la vapeur d'eau……17

Tableau I-7 : Enthalpie massique de la glace……18

Tableau I-8: Enthalpies spécifiques de divers airs humides……19

Tableau VI-1 : Valeurs des coefficients « *C* » et « *n* »..... 62

LES REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[1] F. Tomasoni et J.M.Buchlin, Modélisation de la formation de givre sur dessurfaces cylindriques ,*Journée Internationale de Thermique*, Perpignan, France, (2011).

[2] Hiesse .com /cpl A -20 Givrage-2005

[3] B.D. Storey and A.M. Jacobi, Frost growth in laminar channel flows with streamwisevortices,*CRC TR-123, Air Conditioning and Refrigeration Center*, University of Illinois (1997).

[4] M. Fossaand and G. Tanda, Modelling of frost growth in simple geometries and passages, *Proc. 16th IASTED International Conference. Modelling and Simulation*.Cancun, (2005).

[5]:MAxime DUMINIL.professure a l'institut francais du froid industriel [CNAM]et L'Ecole central des Arts et Manufactures b.2230

[6] CFmnlog 'Technique general du froid, Ysh04054' edition juillet 2007

[7]:Jean Desmons "Aide mémoire froid industriel ",2eme edition préface de Louis Lucas-paris 2010

[8] :P.Rapin, P.Jacquard « Itinéraires du frigoriste Manuel d'intervention, entretien-dépannage », édition RPF livres, 2004

[9]: M. FELA WRIGHT «Plate–fin and tube condenser performance and design for refrigerant R410A air conditioner », (thèse 2000).

[10]: THIJIS Poes, LISELLOTE werhoeven, GERT witvoet, JOHAN kunnen "heat exchangers and boilers.

[11]: J.BASTICK, transferts thermiques, partie 5, "introduction à l'étude des échangeur de chaleur

[12]: JOHN. H lienhard -IV- JOHN. H lienhard –V- « A heat transfer text book » 3eme edition, 1-3-2005,

[13] Greg F. Naterer « Heat Transfer in Single and Multiphase Systems » chapter 10-2003

[14]: JEAN Castaing-lasvignottes « Technologie et principes de fonctionnement des échangeurs de chaleur », université de peu et des pays de l'adour ,2002

[15]: BOULAHLIB (MS), « contribution à l'étude des échangeurs de chaleur à ailettes intégrales » 'THESE DE MAGISTER, Université de Constantine 1998.

[16] : BOULAHLIB (MS)- cours TEC628 installation thermique industrielle MOD2LISATION/

[17]:F. Kreith «Transmission de la chaleur et thermodynamique» Professeur de Mécanique . Université du Colorado. TRADUCTION et DAPTATION par KODJA BADR-EL-DINE:MASSION ET C^{ie} E'DITEURS:PARIS.1967.

[18]M.DUMINIL, Aspects Théoriques de la Formation du Givre sur les Surfaces Froides, *Revue générale du froid*, vol. 78, no3, pp. 93-100, Mars, 1988

[19]: Rene Prigent Mathieu Auclerc «Aide –mémoire regulation et automatisme des système frigorifique » paris 2010

[20]:Jean Macé Apprentissageen BAC Pro TECA et BTS FEE opt.c

[21]: CFmnlog 'Technique general du froid, Ysh04054' edition juillet 2007

[22]: Y. Jannot, Transfertsthermiques, (2002).

[23]: C.M. Robinsoni and A.M. Jacobi, A study of frost formation on a plain fin, *ACRC TR-88, Air Conditioning and Refrigeration Center*, University of Illinois, (2001).

[24]: D. Seker, H. Karatas and N, Egrican, Frost formation on fin-and-tube heat exchangers,PartI—Modeling of frost formation on fin-and-tube heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*, 27-4 (2004) 367-374.

[25]: Y. Hayashi, A. Aoki and S. Adachi, Study of frost properties correlating with frost formationtypes, *J. Heat Transfer*, 99 (1997) 239-245.

[26] M. Fossaand and G. Tanda, Modelling of frost growth in simple geometries and passages, *Proc. 16th IASTED International Conference. Modelling and Simulation*, Cancun, (2005).

Nomenclature

	Définitions	Unités
P_{at}	Pression atmosphérique	Pa
V *	volume massique	m^3/kg
r	constante du gaz	J/kg · K
P_a	pression de l'air sec	Pa
V_a^*	Le volume massique de l'air sec	m^3/ kg
P_v	pression de la vapeur d'eau	Pa
V_v^*	volume massique de la vapeur d'eau	m^3/kg
m_a	masse d'air sec	Kg
m_v	masse de vapeur d'eau.	//
m_e	masse d'eau (liquide) en suspension	//
m_g	masse de glace en suspension	//
m^*_v	masse volumique de la vapeur d'eau	Kgm^{-3}
m^*_a	masse volumique de l'air sec	//
r_e^s	la masse d'eau liquide rapportée à la masse d'air sec	Kg
$r_s^{'s}$	l'humidité spécifique rapportée à la pression de vapeur de la glace	//
r_g^s	la masse de glace rapportée à la masse d'air sec	//
V^s	volume d'air humide renfermant l'unité de masse d'air sec	m^3/kg
T_{ce}	Températures d'entrée du fluide chaud	°C ou K
T_{cs}	Températures de la sorte du fluide chaud	°C ou K
T_{fe}	Températures d'entrée d u fluide froid	°C ou K
T_{fs}	Températures de la sorte du fluide froid	°C ou K
$m_c\ cp_c$	Débit calorifique du fluide chaud	kg/m^3
$m_f\ cp_f$	Débit calorifique du fluide froid	kg/m^3
C_{min}	Débit minimal du fluide	-
C_{max}	Débit maximal du fluide	-
Q	Le flux de chaleur échangé	W
U	Coefficient global de transfert thermique	$Wm^2.K^{-1}$
h_{int}	Coefficient d'échange convectif intérieur	$Wm^2.K^{-1}$
S_T	Surface extérieur e total e par mètre de longueur d u tube	m^2/m
S_{int}	Surface intérieure	m^2
η_g	Rendement global de la surface	%
R	La somme des résistances	Km^2/W
e_{cu}	L'épaisseur de cuivre et de givre respectivement	Mm
k_g	Les conductivités thermiques de cuivre et de givre respectivement	$Wm^1.K^{-1}$
h_{app}	Le coefficient apparent de transfert thermique côté air en tenant compte de la	$\frac{W}{m^2.K}$

	présence des ailettes	
k_{ai}	conductivité thermique de l'air	$W\ m^{-1}k^{-1}$
H_c	Coefficient de transfert de chaleur	W/m^2
$\mathcal{L}_{sv}$	La chaleur de transformation	kj/kg
H_m	Le coefficient de transfert de masse	W/m^2
μ_{ai}	La viscosité dynamique	
Cp_{ai}	La chaleur spécifique de l'air	
P_S	La pression de saturation	Pa
ρ_{ai}	Masse volumique de l'air humide	Kgm^{-3}
$H_g^\star$	Enthalpie massique de glace	kj/kg
H_v^*	Enthalpie massique de vapeur d'eau	//
H_e^*	Enthalpie massique d'eau	

Indices et exposants:

a air

c chaleur

g givre

i interface

p paroi

v vapeur

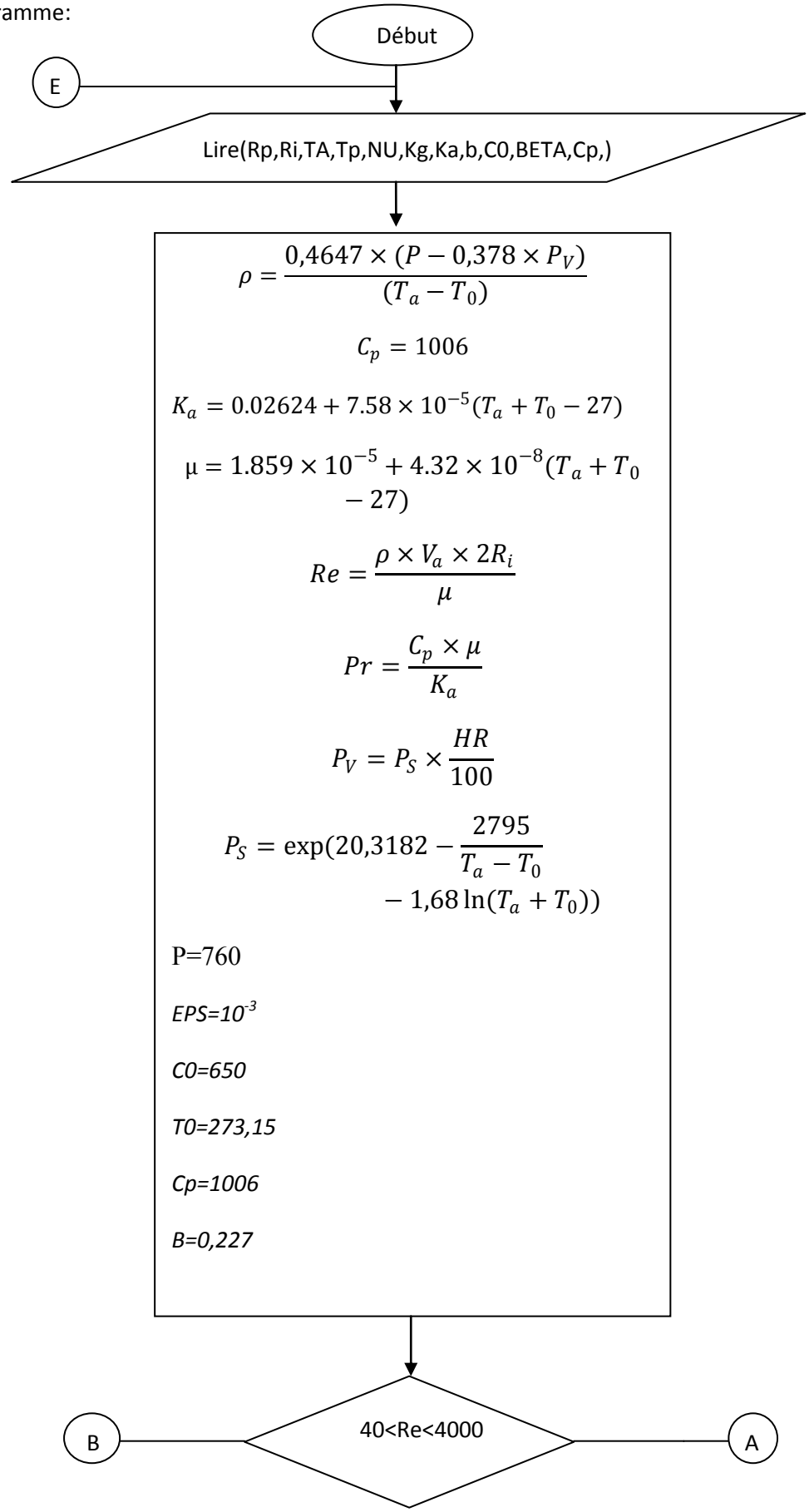
Groupements adimensionnels:

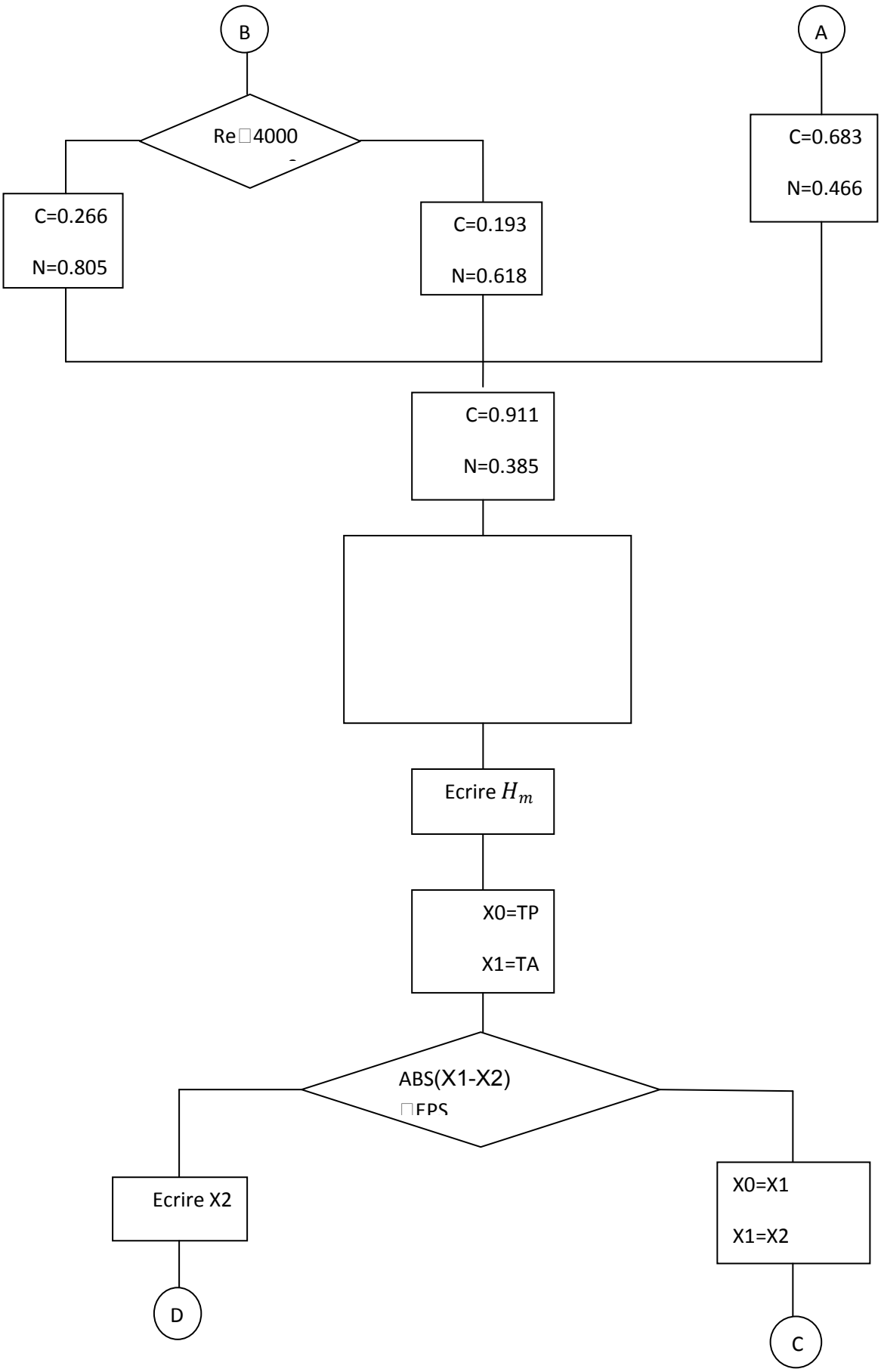
$Re = \frac{\rho \times V_a \times 2R_i}{\mu}$ Le nombre de Reynolds

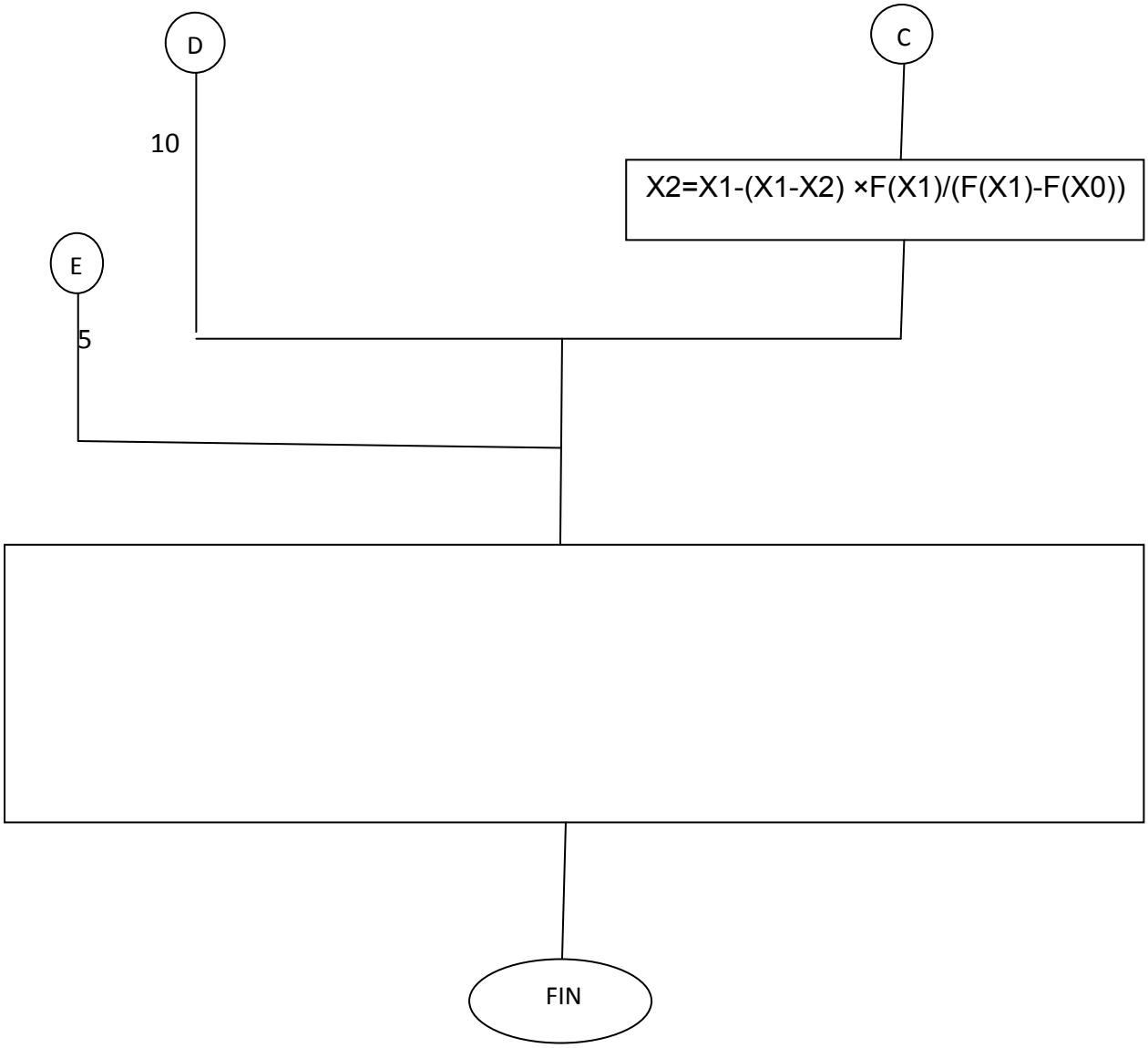
$Pr = \frac{C_p \times \mu}{K_a}$ Le nombre de Prandtl

$NU = C\ Re^n\ Pr^{1/3}$ Le nombre de Nusselt

Organigramme:




B
A
Re□4000
C=0.266
N=0.805
C=0.193
N=0.618
C=0.683
N=0.466
C=0.911
N=0.385
Ecrire H_m
X0=TP
X1=TA
ABS(X1-X2)
□FPS
Ecrire X2
D
X0=X1
X1=X2
C


D
C
10
X2=X1-(X1-X2) ×F(X1)/(F(X1)-F(X0))
E
5
FIN

Résumé

La présence de givre sur les surfaces des évaporateurs peut conduire à la dégradation des performances du système.Il est donc judicieux de posséder un outil de prédiction de l'épaisseur de givre en fonction des conditions opératoires.L'objectif de ce travail est la modélisation numérique simple de l'évolution de la couche du givre à la surface des tubes froids des évaporateurs en régime stationnaire. L'effet des différents paramètres tels que le rayon du tube ainsi que la vitesse de l'air sera étudié.

Abstract

The presence of frost on the evaporator surfaces can lead to performance degradation system. There is wise to have a tool for predicting ice thickness depending on conditions opératoires .L objective of this work is the modeling digital simple changes of the layer of frost on the surface of cold tubes evaporators steady. The effect of various parameters such as the radius of the tube and the air velocity will be studied.

ملخص

تشكل الصقيع على أسطح المعجزات الباردة قد يؤدي إلى تدهور أداء النظام، إذن من الضروري الحيازة على أداة تمكن من التنبؤ بسمك الجليد بدلالة شروط التشغيل .

الهدف من هذه المذكرة هو النضجة العددية البسيطة لتغيرات طبقة الجليد على سطح الأنابيب الباردة للمدخرات في الشروط الثابتة كما يتم دراسة تأثير مختلف العوامل كقطر الأنبوب وسرعة الهواء على أداء المبخر

Introduction générale

Le givre se forme quand de l'air humide est mis en contact avec une surface froide dont la température est égale ou inférieure à la température de solidification. Ce phénomène se produit dans des situations liées à l'environnement ainsi que dans de nombreux systèmes énergétiques comme les unités cryogéniques ou de conditionnement d'air et les échangeurs aérospatiaux. En général la formation de givre dégrade les performances des systèmes parce qu'elle conduit à une augmentation des résistances aéraulique et thermique [1].

Dans l'industrie frigorifique, le givre qui se forme sur l'évaporateur provient essentiellement des denrées entreposées et du renouvellement d'air lié aux ouvertures des portes. Le renouvellement d'air peut être réduit à partir de l'arrêt automatique des ventilateurs lors de l'ouverture des portes. Un rideau écran réalisé en lanières plastiques transparentes disposé au droit des ouvertures est également efficace, dans le cas d'enceintes à basse température, des quais ou des sas réfrigérés réduisent efficacement les apports de vapeur d'eau et les apports thermiques.

La quantité de givre produite est d'autant plus faible que le pincement des évaporateurs est faible. Cette sujétion suppose des évaporateurs largement dimensionnés donc coûteux. Le givre est de la vapeur d'eau condensée puis cristallisée sur l'évaporateur. Cette vapeur d'eau provient essentiellement des denrées entreposées et du renouvellement d'air lié aux ouvertures des portes. Le renouvellement d'air peut être réduit à partir de l'arrêt automatique des ventilateurs lors de l'ouverture des portes. Un rideau écran réalisé en lanières plastiques transparentes disposé au droit des ouvertures est également efficace. Dans le cas d'enceintes à basse température, des quais ou des sas réfrigérés réduisent efficacement les apports de vapeur d'eau et les apports thermiques.

En effet, sur un évaporateur, le givre joue le rôle d'isolant thermique ; les transferts de chaleur sont donc réduits, le volume de vapeur résultant de l'ébullition est moindre et la basse pression baisse. Par ailleurs, le givre réduit le débit d'air traversant l'évaporateur. Le givre doit donc être éliminé lorsqu'il devient trop pénalisant, le dégivrage implique l'arrêt de la production du froid de l'évaporateur à

dégivrer et l'apport de chaleur approprié, le moment le plus opportun pour enclencher un dégivrage n'est pas forcément évident à déterminer [2].

Différents auteurs [3-4] ont montré que le développement de la couche de givre est un mécanisme très complexe qui se caractérise par l'apparition de cristaux de glace qui coalescent pour former une couche poreuse qui subira des cycles successifs de fusion et de solidification. Cette littérature souligne aussi que la modélisation de ces différentes étapes est assez compliquée sans pour autant recevoir une confirmation expérimentale claire. Il semble donc plus pertinent de développer une modèle simple et robuste qui prédise avec un bon degré de fiabilité les caractéristiques de l'évolution de la couche de givre. Dans cette optique, ce mémoire traite d'une modélisation simple de l'évolution de la couche de gel soit à la surface d'un évaporateur à air industriel en régime stationnaire.

Le mémoire est structuré autour de quatre chapitres. Ainsi, après avoir présenté la problématique de la formation du givre sur les surfaces froides des évaporateurs, le premier chapitre traite la notion de l'air humide et la détermination de ses grandeurs caractéristiques. Le deuxième chapitre est consacré à l'étude des évaporateurs à air ainsi que leur approche thermodynamiques. Dans le troisième chapitre, les différentes techniques utilisées pour le dégivrage des évaporateurs industriels seront présentées. Dans le quatrième chapitre, un modèle numérique sera développé à partir des bilans thermique et massique et les résultats obtenus seront discutés brièvement Finalement, ce travail sera clôturé par une conclusion générale et des recommandations.

Chapitre I : L'air humide

I.1.Introduction [5]

L'air est un mélange gazeux d'une rare complexité. Sa pression et sa température varient constamment en un même point, sa composition même subite des changements dans l'espace et dans le temps en fonction des corps qu'on y rejette ou qu'on y prélève. Pesant et soumis aux lois de la thermodynamique, sa pression et sa température varient fortement avec l'altitude.

Dans ce mélange, une vapeur condensable joue un rôle particulièrement important : l'eau. Au centre des phénomènes vitaux, des processus physiologiques, des manifestations météorologiques, l'eau accompagne l'air toujours sous la forme de vapeur, très souvent sous ses formes condensées, eau liquide ou glace, conférant à l'air humide des propriétés particulières que l'on s'attache à utiliser ou contre lesquelles on cherche à se défendre.

Les importants phénomènes thermiques qui accompagnent les changements d'état de l'eau jouent également un grand rôle dans les processus naturels ou industriels. Tous les phénomènes évaporatoires qui affectent les êtres vivants, les opérations industrielles, les conditions climatiques sont directement liées à la richesse en eau de l'air atmosphérique. La conservation des produits, des œuvres d'art, des documents est dépendante de la teneur en eau de l'air qui les baigne.

I.2. Composition de l'air humide :

Si les principaux constituants de l'air sont l'oxygène et l'azote, l'air n'en contient pas moins un certain nombre d'autres gaz dont la vapeur d'eau. L'air humide est un mélange d'air sec et de la vapeur d'eau .L'Organisation de l'Aviation Civile Internationale (OACI) définit l'air sec type sur les bases suivantes :

- l'air est considéré comme un gaz parfait.
- l'humidité est négligée.
- les constantes physiques sont les suivantes :

• masse molaire : 28,964 4 kg/ kmol.

• pression atmosphérique au niveau de la mer : 101 325 Pa.

• température au niveau de la mer : 15 °C.

• masse volumique au niveau de la mer : 1,225 kg/m^3.

• constante universelle des gaz parfaits : 8 314,32 J/K · kmol .

La composition molaire de l'air est donnée dans le tableau suivant :

Composants	**Fraction molaire**	**Masse molaire**
Azote	0,7809	28,0134
Oxygène	0,2095	31,9988
Argon	0,0093	39,948
Dioxyde de carbone	0,0003	44,0099
Néon hélium	0,000018	20,183
Hélium	0,00000524	4,0026
Krypton	0,000001	83,80
Hydrogène	0,0000005	2,0159
Xénon	0,00000008	131,30
Ozone	0,00000001	47,998
Radon	10^{-20}	222

Tableau I-1 – Composition molaire de l'air sec type de l'OACI

Avec l'altitude *z*, la pression atmosphérique varie selon la relation :

$$P_{at} = 1{,}197\,45 \times 10^{-8} (288{,}15 - 0{,}006\,5\,z)^{5{,}25588} \text{ (en Pa)} \qquad \text{(I-1)}$$

Dans l'air atmosphérique nous devons, en outre, prendre en compte :

- l'humidité qui se présente sous forme de :

• vapeur dont la teneur dans l'air est fonction de la saison, de l'heure et du lieu,
• phase condensée : liquide (eau en gouttelettes, nuages, brume, brouillard) ou solide (neige, glace, etc.).

- les impuretés: vapeurs industrielles ou de provenance naturelle, poussières, micro-organismes.
- l'électricité atmosphérique: ions.

I.3. Propriétés et grandeurs de l'air humide :

I.3.1 Pressions et masses volumiques :

I.3.1.1 Loi des gaz parfaits :

Comme l'air sec et la vapeur d'eau suivent la loi des gaz parfaits :

$$PV^* = rt \qquad \text{(I-2)}$$

Avec : V^* (m^3/kg) volume massique,

r (J/kg · K) constante du gaz,

- **pour l'air sec** :

$$P_a V_a^* = r_a T \qquad \text{(I-3)}$$

Avec : P_a(Pa) pression de l'air sec,

V_a^* (m^3/ kg) volume massique de l'air sec, et une masse volumique :

$$m_a^* = \frac{1}{V_a^*} = \frac{P_a}{r_a T} \qquad \text{(I-4)}$$

avec : $r_a = 287{,}05$ J/kg · K

Soit $m_a^* = \frac{Pa}{287{,}05T}$ (I-5)

- **pour la vapeur d'eau** :

$$P_v V_v^* = r_v T \qquad \text{(I-6)}$$

Avec P_v (Pa) pression de la vapeur d'eau,

V_v^* (m3/kg) volume massique de la vapeur d'eau et une masse volumique :

$$m_v^* = \frac{1}{V_v^*} = \frac{P_v}{r_v T} \qquad \text{(I-7)}$$

avec : $r_v = 461{,}51$ J/kg · K,

soit $m_v^* = \frac{P_v}{461{,}51T}$ (I-8)

I-3.1.2 Application de la loi de Dalton :

L'application de la loi de Dalton conduit à :

$$P= P_{at}= P_a+P_v \quad \text{(I-9)}$$

Avec *p* pressions (totale) de l'air humide ; c'est la pression atmosphérique.
La masse volumique de l'air sec est alors, d'après les relations (I-5) et (I-9) :

$$m_v^*=\frac{P-Pv}{287,05T} \quad \text{(I-10)}$$

La masse d'air sec occupant un volume *V* à la température *T* est :

$$m_a = m^*_a V= \frac{(P-Pv)V}{287,05T} \quad \text{(I-11)}$$

La masse de vapeur d'eau occupant un volume *V* à la température *T* est :

$$m_v= m_v^* V=\frac{Pv\ V}{461,51T} \quad \text{(I-12)}$$

La pression de saturation P_s dépend de la température (**figure I-1**).

On notera que, au-dessus de 0°C, on doit se préoccuper bien sûr uniquement de la pression de vapeur sur l'eau ; par contre, au-dessous de 0°C, on peut être amené à considérer la pression de vapeur au-dessus de la glace ou celle au-dessus de l'eau surfondue (**tableau I-2**) ; celles-ci sont sensiblement différentes.

Pour représenter les pressions de vapeur sur la glace $P_{s,g}$; et sur l'eau $P_{s,e}$ Cadiergues a proposé les relations empiriques suivantes :

- **sur la glace :**

$$\lg P_{s,g}=\frac{9,756\ T}{272,7+T} +2,7877 \quad \text{(I-13)}$$

- **sur l'eau :**

$$\lg P_{s,e}=\frac{7{,}627\ T}{241{,}0+T}+2{,}7877 \qquad \text{(I-14)}$$

Comme on le voit dans la colonne 5 du tableau I-3, ces relations conduisent à une assez bonne représentation de la pression de vapeur saturante de l'eau dans l'air.

Un air humide peut éventuellement renfermer plus d'eau que l'air saturé. Cette eau supplémentaire se présente alors sous forme de vésicules d'eau en suspension, ou de paillettes de glace également en suspension : brouillard, buée, nuages, brume, etc. Un volume *V* peut alors, en général, renfermer une masse d'air humide totale *m* :

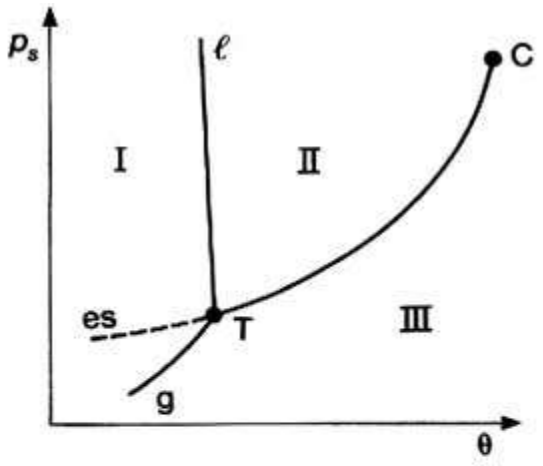
$$m=m_a+m_v+m_e+m_g \qquad \text{(I-15)}$$

avec : m_a masse d'air sec.

m_v masse de vapeur d'eau.

m_e masse d'eau (liquide) en suspension.

m_g masse de glace en suspension.



I solide II liquide III vapeur

C point critique
T point triple
TC courbe de tension de vapeur au-dessus du liquide
Tℓ courbe d'équilibre solide-liquide
Tes courbe de tension de vapeur au-dessus de l'eau surfondue
Tg courbe de tension de vapeur au-dessus de la glace

Figure I-1 Diagramme d'équilibre de l'eau

	① Température (°C)	② Pression de vapeur saturante de l'eau (vapeur pure) (Pa)	③ Coefficient f (1)	④ = ② × ③ Pression de vapeur saturante de l'eau (dans l'air) (Pa)	⑤ Pression calculée par les relations (I-13) et (I-14)
sur	– 50	3,933	1,006 1	3,957	3,956
la glace	– 40	12,83	1,005 6	12,90	12,90
	– 30	37,97	1,005 2	38,17	38,17
	– 20	103,15	1,004 8	103,65	103,65
	– 10	259,66	1,004 6	260,85	260,81
	0	610,64	1,004 5	613,39	613,34
Sur	– 10	286,22	1,004 55	287,52	286,82
l'eau	0	610,70	1,004 4	613,39	613,34
	+ 10	1 227,1	1,004 4	1 232,5	1 234,82
	+ 20	2 337,1	1,004 5	2 347,6	2 355
	+ 30	4 247,7	1,004 7	4 267,66	4 283,47
	+ 40	7 377,3	1,005 1	7 414,92	7 466,35
	+ 50	12 339	1,005 5	12 406,86	12 526,72

Tableau I- 2 pression de vapeur saturante de l'eau

Evidemment, m_e et m_g ne coexistent pas obligatoirement. On peut avoir :

$m=m_a+m_v$: air non saturé ou saturé.

$m=m_a+m_v+m_e$: brouillard de particules d'eau.

$m=m_a+m_v+m_g$: brouillard de particules de glace.

I.3.2 Humidité spécifique :

Par définition, l'humidité spécifique r^s est le rapport de la masse de vapeur d'eau contenue dans un volume *V* d'air humide à la masse d'air sec contenue dans ce même volume. L'humidité spécifique (on devrait même préciser humidité spécifique en vapeur d'eau) est encore parfois appelée rapport de mélange, humidité absolue, teneur en eau, etc.).

D'après les relations (I-11) et (I-12), on a :

$$r^s=\frac{mv}{ma}=\frac{m_v^*v}{m_a^*v}=\frac{m_v^*}{m_a^*}=\frac{287,05}{461,51}\frac{pv}{P-Pv} \quad \text{(I-16)}$$

avec m^*_v masse volumique de la vapeur d'eau,
m^*_a masse volumique de l'air sec.

$$r^s=0,622\frac{Pv}{P-Pv} \quad (\text{en } \frac{Kg\ d'eau}{Kg\ d'air\ sec}) \quad \text{(I-17)}$$

On préfère rapporter la masse d'eau renfermée dans l'air humide à la masse d'air sec plutôt qu'à la masse d'air humide parce que, dans les évolutions de l'air au cours de son traitement, la masse d'eau, donc celle d'air humide, est généralement variable, alors que la masse d'air sec reste constante.

Remarque :

La pression atmosphérique p est beaucoup plus grande généralement que Pv. Dans l'expression de l'humidité spécifique de l'air saturé :

$$r_s^s=0,622\frac{Ps}{P-Ps} \quad \text{(I-18)}$$

$P-Ps$ est peu variable avec la température et il apparaît que r_s^s est à peu près proportionnel à Ps

- Si l'air saturé est à une température supérieure à 0°C, la pression de saturation Ps correspond à celle de l'eau :

$$r_s^s=0,622\frac{Ps}{P-Ps}=0,622\frac{Ps,e}{P-Ps,e} \quad \text{(I-19)}$$

- Si l'air saturé est à une température inférieure à 0°C, la pression de saturation que l'on prend généralement en compte correspond à celle de la glace.

L'humidité spécifique de saturation par rapport à la glace est alors :

- Si l'air humide saturé renferme, en plus, une masse m_e d'eau sous forme vésiculaire, il est sursaturé et l'humidité spécifique totale est alors :

$$r_t^s = \frac{mv + me}{ma} = r_s^s + r_e^s \qquad \text{(I-20)}$$

Où r_e^s représente la masse d'eau liquide rapportée à la masse d'air sec :

$$r_e^s = \frac{me}{ma} \qquad \text{(I-21)}$$

- Au-dessous de 0°C si l'air est sursaturé et renferme une masse m_e de glace en suspension, l'humidité spécifique totale est alors :

$$r_t^s = \frac{mv + mg}{ma} = r_s'^s + r_g^s \qquad \text{(I-22)}$$

$r_s'^s$: étant l'humidité spécifique rapportée à la pression de vapeur de la glace.

r_g^s: est alors la masse de glace rapportée à la masse d'air sec :

$$r_g^s = \frac{mg}{ma} \qquad \text{(I-23)}$$

I-3.3 Volume massique et Volume spécifique :

I-3.3.1 Volume massique :

Le volume massique V * est le volume occupé par l'unité de masse d'air humide. Un volume V renfermant une masse m= m_a+m_vd'air humide, on a :

$$V^* = \frac{V}{ma + mv} = \frac{V}{ma\ V + mv\ V} = \frac{1}{ma + mv} \qquad \text{(I-24)}$$

En fonction de la pression de vapeur d'eau et de la température *T*, la relation (I-24) devient, d'après les relations (I-5), (I-8) et (I-9)

$$V^* = \frac{T}{\frac{(P - Pv)}{287,05} + \frac{Pv}{461,51}} \qquad \left(\text{en} \frac{m^3}{Kg\ d'airhumid}\right) \qquad \text{(I-25)}$$

Cette relation montre que lorsque l'air humide s'enrichit en eau à *p* et *T* constants, p_v s'accroît et p $-p_v$ diminue. Le dénominateur décroît et *V* * croît. L'air humide s'allège en s'enrichissant en eau.

De la relation (I-25), on déduit de façon simple l'expression de V^* en fonction de *T* et de r^S [relation (I-17)] pour une pression atmosphérique donnée p_{at} = p:

$$V^*=\frac{461,51(0,662+r^s)T}{(1+r^s)P} \qquad (\text{en } \frac{m^3}{Kg\ d'airhumide}) \qquad \text{(I-26)}$$

Tout ceci est basé sur l'exacte application de la relation des gaz parfaits. Pour tenir compte de l'imperfection de l'air et de la vapeur d'eau, on adopte une relation très légèrement différente :

$$V^*=\frac{461,24(0,622+r^s)T}{(1+r^s)P} \qquad (\text{en} \frac{m^3}{Kg\ d'air\ humide}) \qquad \text{(I-27)}$$

I-3.3.2 Volume spécifique :

Le volume spécifique V^s est le volume occupé par l'air humide à l'unité de masse d'air sec (volume d'air humide renfermant l'unité de masse d'air sec).

$$V^s=\frac{V}{ma}=V^*\frac{(ma+mv)}{ma} \qquad (\text{en } \frac{m^3}{Kg\ d'airsec}) \qquad \text{(I-28)}$$

d'où :

$$V^s=V^*(1+r^s) \qquad \text{(I-29)}$$

Dans ces conditions, selon la relation (I-27) on a :

$$V^s=\frac{461,24(0,622+r)T}{Pat} \qquad (\text{en } \frac{m^3}{Kg\ d'airsec}) \qquad \text{(I-30)}$$

I-3.4 Humidité relative:

L'humidité relative Ψ est le rapport entre la pression partielle de la vapeur d'eau dans l'air P_v et la pression de saturation Ps, *T* de cette vapeur d'eau à la température T.

$$\Psi=\frac{Pv}{Ps,T} \qquad \text{(I-31)}$$

- Si la température est supérieure à 0°C, la pression de vapeur est prise par rapport à l'eau : $p_s = p_{s,}$.
- Si la température est inférieure à 0°C, la pression de vapeur est prise par rapport à la glace : $p_s = p_{s,g}$.

I-3.5 Degré de saturation :

Le degré de saturation est le rapport de l'humidité spécifique de l'air r^s à l'humidité spécifique de l'air saturé à la même température $r^s_{s't}$:

$$W=\frac{r^s}{r^s_{s't}} \qquad \text{(I-32)}$$

- Si la température est supérieure à 0°C, l'humidité spécifique de saturation r^s_s est prise par rapport à l'eau.
- Si la température est inférieure à 0°C, l'humidité spécifique de saturation est prise par rapport à la glace ; on précise qu'il s'agit du degré de saturation par rapport à la glace.

D'après les relations (I-17) et (I-18) on a :

$$W=\frac{P_v}{P_v}\frac{(P-P_s)}{(P-P_v)} \qquad \text{I-33}$$

et d'après la relation (I-33) :

$$W=\Psi\frac{(P-P_s)}{(P-P_v)} \qquad \text{(I-34)}$$

$W \approx \Psi$ si P_s et P_v sont petits devant *p*, ce qui est généralement le cas dès que la température de saturation est inférieure à environ 30 °C

I-3.6 Enthalpies, chaleurs massiques et chaleurs spécifiques :

I-3.6.1 Enthalpie :

L'enthalpie est une fonction thermodynamique de la plus haute importance pour le calcul énergétique des équipements. Seules ses variations sont calculables et qu'il convient donc de fixer, conventionnellement, une origine aux différentes enthalpies.

L'enthalpie de l'air humide doit tenir compte de l'enthalpie de l'air sec et de l'enthalpie de l'eau qui l'accompagne. On est donc amené à fixer respectivement une origine à l'enthalpie de l'air sec et une origine à l'enthalpie de l'eau. L'enthalpie doit tenir également compte de la présence éventuelle, dans l'air, de l'eau solide ou liquide en suspension. On adopte habituellement les conventions suivantes :

- **enthalpie de l'air sec** : on se fixe la valeur 0 pour l'air sec à 0 °C;
- **enthalpie de l'eau** : on se fixe la valeur 0 pour l'eau liquide à 0°C.

On considère, pour les calculs d'équipements :

- l'**enthalpie massique *H**** pour l'air sec, l'eau ou l'air humide ; elle est rapportée à l'unité de masse du corps considéré et on l'exprime en J/kg, ou plus souvent en kJ/kg ; on la rencontre encore souvent exprimée en unités thermiques : kcal/kg ;
- l'**enthalpie spécifique *H****pour l'air humide seulement ; elle est rapportée à l'unité de masse d'air sec ; on l'exprime en J/kg d'air sec, ou en kJ/kg d'air sec, mais aussi en kcal/ kg d'air sec.

I-3.6.2 Enthalpie massique de l'air sec:

Dans le domaine du conditionnement d'air, les valeurs de la capacité thermique massique à pression constante sont données dans le tableau suivant :

T(°C)	-20	-10	0	10	20	30	40	50
$c_{p,a}(^{KJ}/_{Kg.K})$	1,004	1,005	1,005	1,006	1,006	1,007	1,007	1,008

Tableau I-3 : Capacité thermique massique de l'air sec dans le domaine du conditionnement d'air

L'enthalpie massique de l'air sec est alors :

$$H_a^* = \int_0^T \boldsymbol{c_{p,a}}\, dT \qquad (en \frac{KJ}{Kg\ d'air\ sec}) \tag{I-35}$$

En adoptant la valeur moyenne de la capacité thermique massique entre – 20 et + 50°C tirée du tableau (I- 4), on peut écrire :

$$H_a^*=1{,}006\ T \qquad \left(en \frac{KJ}{Kg\ d'air\ sec}\right) \qquad (I\text{-}36)$$

I-3.6.3 Enthalpie massique de l'eau liquide :

Dans le domaine du conditionnement de l'air, les valeurs de la capacité thermique massique de l'eau sont données dans le tableau suivant :

θ (°C)	0	10	20	30	40	50
c_e (kj /kg.k)	4,218	4,192	4,182	4,178	4,178	4,181

Tableau I-4 : Capacité thermique massique de l'eau liquide dans le domaine du conditionnement d'air

L'enthalpie massique de l'eau est :

$$H_e^*=\int_0^T C_T\ dT \qquad (I\text{-}37)$$

On peut adopter la relation suivante en prenant comme valeur moyenne de la capacité thermique massique C_e= 4,194 kJ/kg d'eau :

$$H_e^*=4{,}194\ T \qquad (I\text{-}38)$$

Pour mieux représenter l'enthalpie de l'eau dans un domaine plus vaste de température, Cadiergues a proposé la relation suivante :

$$H_e^*=\frac{T}{0{,}2374+4{,}015\,10^{-5}\ T-2{,}721\,10^{-7}T^2} \qquad (I\text{-}39)$$

Le tableau I-5permet la comparaison entre les valeurs réelles de l'enthalpie de l'eau (2eme colonne) et celles obtenues par l'application des relations (I-38) et (I-39).

Température (°C)	H_e^*réelle (kJ/kg d'eau)	H_e^* Relation(I-38) (kJ. kg^{-1}d'eau)	H_e^* [relation (I-39)] (kJ/kg d'eau)
0	0,00	0,00	0,00
10	42,94	41 ,94	42,06
20	83,90	83,88	84,00
40	167 ,13	167,76	167,67
60	251,13	251,64	251, 23
80	334,96	335,52	334,91
100	419,10	419,40	418,95
120	503 ,76	503,28	503,57
140	589,14	587,16	589,01
160	675,51	671,04	675,51
180	763,16	754,92	763,32
200	852,41	838,80	852,71

Tableau I-5 : Enthalpie massique de l'eau :

I-3.6.4 Enthalpie massique de la vapeur d'eau:

Pour passer de l'eau liquide à 0 °Cà l'eau à l'état de vapeur à la température T (sous la pression P_v), il faut :

- fournir de la chaleur à température constante (chaleur latente) pour vaporiser l'eau ;
- fournir de la chaleur à pression constante qui a pour résultat de surchauffer la vapeur (chaleur sensible).

Les expressions donnant l'enthalpie massique de la vapeur d'eauH_v^* comporteront donc un terme indépendant de la température et un terme (ou une série de termes) fonction de la température :

$$H_v^* = a + b\,T + \ldots\ldots \qquad \text{(I-40)}$$

On peut utiliser la relation linéaire suivante :

$$H_v^* = 2500{,}8 + 1{,}8266\,T \quad \left(\text{en } \frac{\text{Kj}}{\text{Kg de vapeur d'eau ou plus simplement d'eau}}\right) \qquad \text{(I-41)}$$

qui donne des résultats acceptables jusqu'à 50°Cenviron (tableau (I-6)). Pour représenter l'enthalpie de la vapeur dans un plus grand domaine de température, on utilisera de préférence la relation (I-42) ci-dessous, également proposée par Cadiergues :

$$H_v^* = 2500{,}8 + 1{,}8266\theta + 2{,}81810^{-4}T^2 - 1{,}086210^{-5}T^3 \quad \left(\text{en } \frac{\text{KJ}}{\text{Kg d'eau}}\right) \qquad \text{(I-42)}$$

Température (°C)	**$H_v^\star$réelle (kJ/kg d'eau)**	**$H_v^\star$ [relation (I-41)] (kJ/kg d'eau)**	**$H_v^\star$ [relation (I-42)] (kJ/kg d'eau)**
0	2500,8	2500,8	2500,8
20	2537,4	2537,3	2537,4
40	2573,7	2573,8	2573,6
60	2609,0	2610,4	2609,1
80	2643,1	2646,9	2643,2
100	2675,2	2683,4	2675,4
120	2705,2	2720	2705,3
140	2732,3	2756,5	2732,2
160	2756,0	2733,0	2755,8
180	2775,6	2899,6	2775,4
200	2790,3	2866,1	2790,5

Tableau I- 6 : Enthalpie massique de la vapeur d'eau

I-3.6.5 Enthalpie massique de la glace :

Toujours selon Cadiergues, elle peut être représentée par l'expression suivante :

$$H_g^\star = -333{,}7 + 2{,}109\,T + 0{,}00366\,T^2 \quad \left(\text{en } \frac{KJ}{Kg\ de\ glace}\right) \qquad \text{(I-43)}$$

Comme précédemment, on a l'intervention d'une chaleur latente (chaleur de solidification) et d'une chaleur sensible, terme qui varie donc avec la température (tableau I-**7**).

Température (°C)	**H_v^* réelle (kJ/kg de glace)**	**H_v^*[relation (I-40)] (kJ/kg de glace)**
-50	-429,88	-430
-40	-412,19	-412,20
-30	-393,67	-393,68
-20	-374,41	-374,42
-10	-354,42	-354,42
0	-333,7	-333,7

Tableau I-7 : Enthalpie massique de la glace

I-3.6.6 Enthalpie spécifique de l'air humide :

I-3.6.6.1 Air humide ne renfermant ni particule de glace ni vésicule d'eau :

Soit un volume *V* renfermant une masse d'air humide :

$$m=m_a+m_v \qquad \text{(I-44)}$$

L'enthalpie de cette masse est :

$$H=m_a H_a^*+m_v H_v^* \quad \text{(en KJ)} \qquad \text{(I-45)}$$

$$H=m_a\left(H_a^* +\frac{m_v}{m_a} H_v^*\right) = m_a(H_a^*+r^s H_v^*) \qquad \text{(I-46)}$$

L'enthalpie spécifique, rapportée à l'unité de masse d'air sec, rappelons-le, est alors :

$$H^S=\frac{H}{m_a}=H_a^*+r^s H_v^* \qquad \left(\frac{JK}{Kg\,d'airsec}\right) \qquad \text{(I-47)}$$

D'après les relations (33) et (38), on a alors :

$$H^s=1{,}006\ T+r^s(2500{,}8+1{,}8266\ T) \qquad \left(\frac{KJ}{Kg\ d'airsec}\right) \qquad \text{(I-48)}$$

Le tableau (I-8) **:** permet de comparer, pour diverses températures et différentes valeurs de r^s, l'enthalpie spécifique réelle à celle déduite de la relation (I-48).

Température (°C)	**r^s** $(\frac{\text{kg d'eau}}{\text{kg d'air sec}})$	**H^sréelle** $(\frac{\text{kj}}{\text{kg d'air sec}})$	**H^s [relation (I-48)]** $(\frac{\text{kj}}{\text{kg d'air sec}})$
-20	0,000 0	– 20,081	– 20,12
-20	0,000 6	– 18,603	– 18,630
-10	0,000 0	– 10,045	– 10,06
-10	0,001 6	– 6,074	– 6,088
0	0,000 0	0,000	0,000
0	0,003 8	9,503	9,503
10	0,000 0	10,056	10,06
10	0,003 8	19,631	19,632
10	0,007 5	28,952	28,953
20	0,000 0	20,116	20,12
20	0,007 0	37,876	37,88
20	0,014 0	55,634	55,642
30	0,000 0	30,182	30,180
30	0,012 0	60,853	60,847
40	0,000 0	40,252	40,240
40	0,025 0	104,584	104,587
50	0,000 0	50,328	50,300
50	0,030 0	128,105	128,06

Tableau I-8 : Enthalpies spécifiques de divers airs humides

I-3.6.6.2 Air humide sursaturé renfermant des particules d'eau :

Le volume *V* renferme alors une masse d'air humide :

$$m=m_a+m_v+m_e \qquad \text{(I-49)}$$

avec : m_e masse d'eau liquide

L'enthalpie de cette masse d'air humide est alors :

$H=m_a H_a^* + m_V H_v^* + m_e H_e^*$ (en KJ) (I-50)

L'enthalpie spécifique est alors :

$H^S = H_a^* + r_s^s H_v^* + r_e^s H_e^*$ $\left(\text{en}\frac{KJ}{Kg\ d'air\ sec}\right)$ (I-51)

D'après les relations (I-35) et (I-43) :

$H^S = 1{,}006T + r_s^s(2500{,}8 + 1{,}8266T) + r_e^s 4{,}294T$ (I-52)

I-3.6.6.3 Air humide sursaturé renfermant des particules de glace:

Le volume V renferme alors une masse d'air humide :

$m = m_a + m_v + m_g$ (I-53)

avec m_g masse de glace en suspension.

Son enthalpie est alors :

$H^S = m_a H_a^* + m_v H_v^* + m_g H_g^*$ (en KJ) (I-54)

L'enthalpie spécifique est alors :

$H^S = H_a^* + r_s'^s H_v^* + r_g^s H_g^*$ $\left(\text{en } \frac{\text{KJ}}{\text{Kg d'air sec}}\right)$ (I-55)

Avec : $r_s'^s$ humidité spécifique rapportée à la pression de vapeur de la glace.

D'après la relation (I-55), on a :

$H^S = 1{,}006\ T + r_s'^s\,(2500{,}8 + 1{,}826\ T) - r_g^s(333{,}72 - 2{,}109\ T - 0{,}00366\ T^2)$ (I-56)

I-3.6.7 Chaleur spécifique de l'air humide.

I-3.6.7.1Chaleur volumique :

La chaleur spécifique de l'air humide sous pression constanteC_P^S n'est pas une notion très utile. Néanmoins, divers auteurs l'emploient. L'enthalpie spécifique H^sde l'air humide [relation (I-43)] peut s'écrire :

$$H^S=2500{,}8\ r^S+ (1{,}006 +1{,}826 r^s)\ T \qquad \text{(I-57)}$$

Dans cette expression apparaissent le termelatente2 500,8r^s et le terme sensible (1,006 + 1,826 6r^s)T fonction de la température.

Il vient naturellement à l'esprit d'écrire ce terme sensible sous la forme d'un produit de la température par une chaleur spécifiquec_p^squ'on appellechaleur spécifique de l'air humide.

$$c_p^s = 1{,}006 +1{,}826\ 6\ r^s \quad \left(\text{en}\frac{\text{KJ}}{\text{Kg d}'\text{air sec .k}}\right) \qquad \text{(I-58)}$$

On peut encore l'écrire :

$$c_p^s =+c_{p,a}+r^s c_{p,a} \qquad \text{(I-59)}$$

Avec $c_{p,a}$ capacité thermique massique sous pression constante de l'air sec (§ 2.6.2),

$c_{p,v}$ capacité thermique massique sous pression constante de la vapeur d'eau.

La capacité thermique massique à pression constante de l'air humide est alors :

$$C_p=\frac{C_p^S}{1+V^S}=\frac{1{,}006+1{,}8266\ r^s}{1+r^s} \quad \left(\text{en}\frac{\text{KJ}}{\text{Kg d}'\text{airhumide .K}}\right) \qquad \text{(I-60)}$$

La chaleur volumique de l'air humide, grandeur rencontrée quelquefois, est la chaleur mise en œuvre pour faire varier de 1°C (ou 1 K) la température de 1 m^3 d'air humide.

D'après les relations (I-30) et (I-58), on a :

$$C_{vol} = \frac{C_P^S}{V^S} = \frac{(1{,}006 + 1{,}8266\ r^s)P_{at}}{461{,}24(0{,}622 + r^s)T} \quad \left(\text{en } \frac{KJ}{Kg\ d'air humide}\right) \qquad \text{(I-61)}$$

I-3.7 Températures caractéristiques de l'air humide:

I-3.7.1 Température de bulbe sec :

La température de bulbe sec T_1 ou, plus rapidement, température «sèche» est celle qui est indiquée par un thermomètre dont l'élément sensible, le bulbe, est parfaitement sec, ledit thermomètre étant placé dans l'air en question. C'est la température au sens habituel du terme.

I-3.7.2 Température de rosée :

Si l'on refroidit, par un moyen quelconque, une surface S (figure I-**2**) placée dans un air humide dont l'humidité spécifique est constante, on atteint une température T_r pour laquelle la phase condensée, eau ou glace, apparaît sur la surface froide. Lorsque la surface est polie (miroir), cette phase apparaît très bien.

Sur le plan expérimental cette surface est en général une des faces d'un miroir pourvu d'un système thermométrique permettant de connaître à tout moment la température de cette face en contact avec l'air humide. Le refroidissement peut être assuré, par exemple, par une circulation d'air froid, de débit réglable insufflé sous le miroir ou au moyen d'un module thermoélectrique à effet Peltier.

On dit que l'on a atteint le point de rosée (ou le point de givre si la phase condensée est de la glace). La température T_r est la température de rosée (ou de givre) de l'air humide.
Si la température T_s de la surface est telle que :

$T_s > T_r$: il n'y a aucun dépôt de phase condensée.
$T_S \leq T_r$: il y a condensation ou givrage sur la surface froide.

L'humidité spécifique de l'air étant constante, sa pression de vapeur est P_v invariable.La température de rosée est donc celle pourlaquelle l'air devient saturé pour la pression de vapeur d'eau P_v

En A, l'air humide est à une température de bulbe sec T_1 (figure I-3).Sa pression de vapeur d'eau est P_v. S'il était saturé à la même température, la pression de vapeur d'eau serait $P_s > P_v$. Il n'est donc pas saturé.En le refroidissant à r^s constant c'est-à-dire à P_v=cte [relation (I-19)]:

trajet A→ B, on obtient la phase condensée pour la température de saturation T_r sous la pression de vapeur P_v .

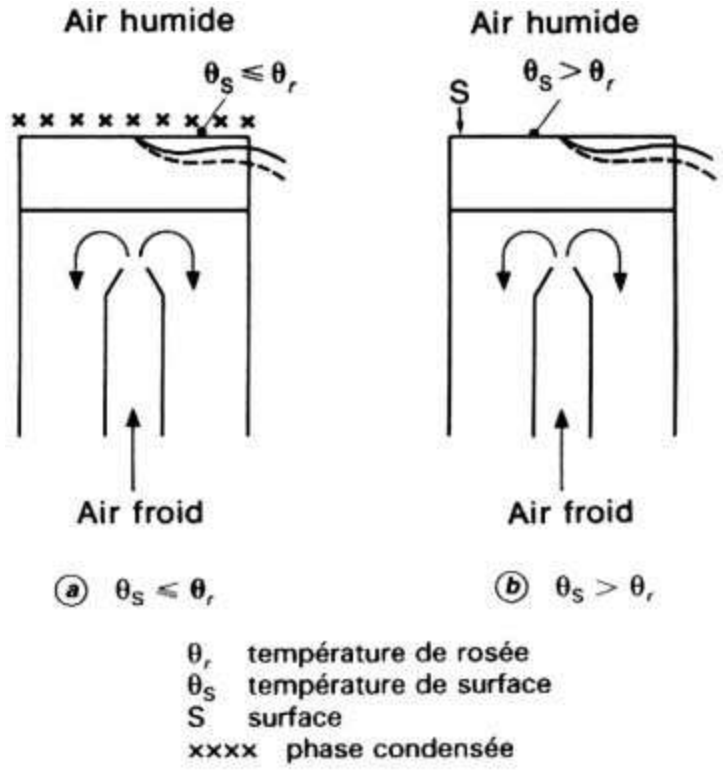


Figure I-2 – Température de rosée

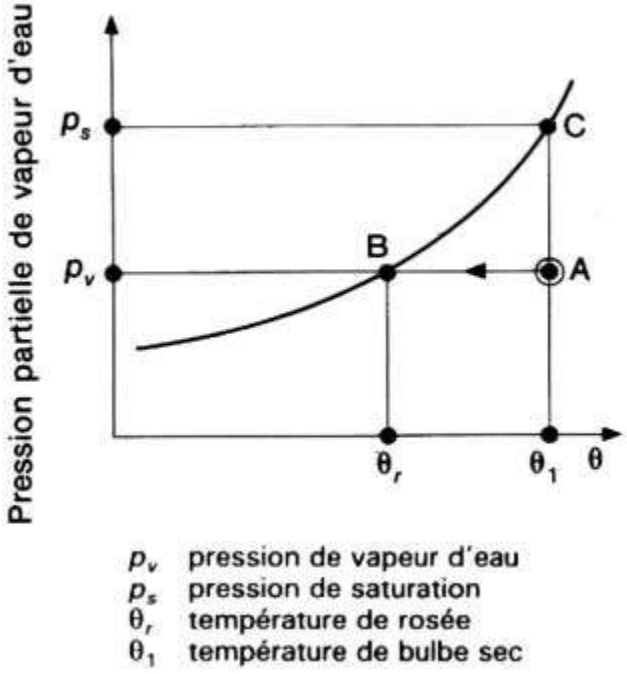


Figure I-3 – Détermination de la pression partielle de vapeur d'eau à partir de la température de rosée

Il existe une relation unique entre T_r etP_v. La température de rosée apparaît comme un moyen de déterminer, indirectement, la pression partielle de vapeur d'eau dans l'air.

I-3.7.3 Température de saturation adiabatique :

Considérons de l'air qui s'écoule dans un canal thermiquement isolé (adiabatique) parallèlement à une nappe d'eau à la température $T_h \neq T_1$(figure I- 4) avec $\theta_1$température de bulbe sec de l'air entrant. Supposons, ce qui est habituel, que $T_1 > T_h$et que l'air ne soit pas saturé d'eau.

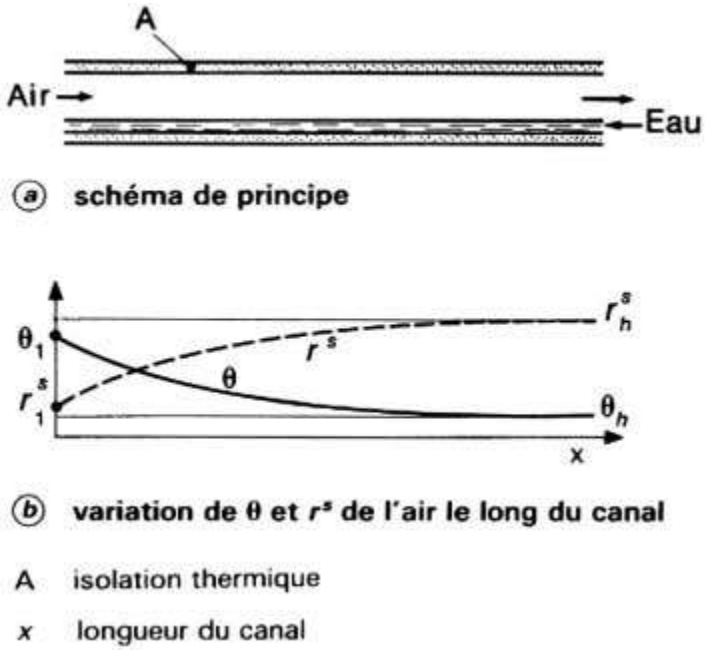


Figure I- 4 Température de saturation adiabatique

La température de l'air tend versT_h. Il se refroidit en même temps qu'il se sature en prélevant de la vapeur à la masse d'eau. Son humidité spécifique, qui était initialement r_1^s, à l'entrée, tend versr_h^s ; l'humidité spécifique de l'air saturé àT_h , à la sortie avec$r_h^s > r_1^s$.Il entre une masse d'air sec m_a avec l'air humide dont les caractéristiques, à l'entrée, sontT_1, H_1^S, r_1^S(figureI-5).Il sort, pendant le même temps, la même masse d'air sec m_a avec l'air humide saturé dont les caractéristiques sont maintenant à sa sortie du canalT_h, H_h^S, r_h^S.On ajoute, pour compenser la partie évaporée, une masse d'eau *me* à la température $\theta_h$de la nappe et avec l'enthalpie massique :$H_{e,h}^*$ .En effectuant les bilans massique et énergétique (enthalpique) on a :

- **bilan massique pour l'eau** :

$+m_a r_1^s + m_e - m_a r_h^s = 0$ (en Kg d'eau) (I-62)

- **bilan énergétique** :

$+m_a H_1^s + m_e H_{e,h}^* - m_a H_h^s = 0$ (I-63)

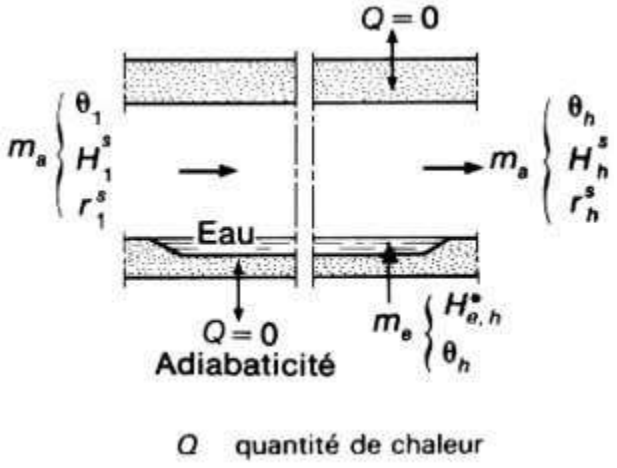


Figure I-5 – Bilan de l'air humide dans le canal adiabatique

En divisant par m_a, on a :

$+r_1^s + \frac{m_e}{m_a} - r_h^s = 0$ (I-64)

D'où :

$\frac{m_e}{m_a} = r_h^s - r_1^s$ (I-65)

$H_1^s + \frac{m_e}{m_a} H_{e,h}^s - H_h^s = 0$ (I-66)

D'où avec la relation (I-67) :

$H_1^s + (r_h^s - r_1^s) H_1^S - H_h^s = 0$ (I-67)

Soit $(r_h^s - r_1^s) H_{e,h}^s = H_h^s - H_1^s \quad (\frac{KJ}{Kg\ d'air sec})$ (I-68)

En appliquant les expressions deH^S et H_e^*[relations (I-35) et (I-43)], on a :

$(r_h^s - r_1^s)4{,}194\ T_h = 1{,}006T_h + r_h^s 2500{,}8 + r_h^s 1{,}8266T_h - 1{,}006\ T_1 - r_1^s\ 1{,}8266\ T_1$ (I-69)

$(2500{,}8 - 4{,}194T_h)(r_h^s - r_1^s) = 1{,}006(T_1 - T_h) - r_1^s\ 1{,}8266T_1 - r_h^s\ 1{,}8266T_h$ (I-70)

Ajoutons et retranchons

$r_1^s(2500{,}8 - 4{,}194T_h)(r_h^s - r_1^s) = 1{,}006(T_1 - T_h) - r_1^s\ 1{,}8266\ (T_1 - T_h) - (r_h^s - r_1^s)\ 1{,}8266\ T_h$ (I-71)

Soit : $1{,}826\ 6T_h$ au membre de droite. On a :

$(2500{,}8 - 2{,}3674T_h)(r_h^s - r_1^s) = (1{,}006 + r_1^s 1{,}8266)(T_1 - T_h)$. (I-72)

Le terme $2{,}367\ 4\ T_h$ étant généralement négligé devant 2 500,8 on a alors :

$$T_1 - T_h = \frac{2500{,}8(r_h^s - r_1^s)}{1{,}006 + 1{,}8266 r_1^s} \quad (K) \qquad \text{(I-73)}$$

Ou, si l'on ne néglige pas ce terme :

$$T_1 - T_h = \frac{(2500{,}8 - 2{,}3674\theta_h)(r_h^s - r_1^s)}{1{,}006 + 1{,}826 r_1^s} \qquad \text{(I-74)}$$

On peut ainsi déterminer l'humidité spécifique de l'air entrant grâce à l'écart de température $(T_1 - T_h)$.

$$r_1^s = \frac{2500{,}8\ r_h^s - 1{,}006(T_1 - T_h}{2500{,}8 + 1{,}8266(T_1 - T_h)} \quad \left(\frac{\text{Kg d'eau}}{\text{Kg d'airsec}}\right) \qquad \text{(I-75)}$$

I-3.7.4 Température de bulbe humide :

C'est la température indiquée par un thermomètre (figure I-6) dont le bulbe thermique est recouvert d'une mince couche d'eau (au moyen, par exemple, d'une mèche textile entourant le bulbe et imbibée d'eau distillée).

Pour que le thermomètre à bulbe humide ainsi constitué fournisse, a très peu de chose près, la température thermodynamique T_h que nous venons de définir dans le paragraphe précédent, il faut que la vitesse v de circulation de l'air sur le bulbe soit suffisamment grande pour que les échanges de chaleur et de masse soient suffisamment intenses.



v vitesse de circulation de l'air sur le bulbe
θ_h température de bulbe humide

Figure I-6 Thermomètre à bulbe humide

Les évaporateurs à air industriels

II-1Introduction : [6]

Les évaporateurs sont des échangeurs thermiques entre le fluide frigorigène (FF) et le fluide à refroidir. Le FF absorbe la chaleur du fluide à refroidir ; ce dernier se refroidit tandis que le FF se vaporise. On distingue deux familles d'évaporateurs suivant le fluide à refroidir.

II-2Les évaporateurs à air :

II-2.1 Les évaporateurs à convection naturelle :

On distingue les évaporateurs à tubes lisses et les évaporateurs constitués de tubes à ailettes. Leurs coefficients globaux d'échanges thermiques sont généralement faibles (inférieurs à 15 W/m². °C) et ils sont utilisés pour des puissances frigorifiques relativement faibles (froid ménager : réfrigérateurs, congélateurs).

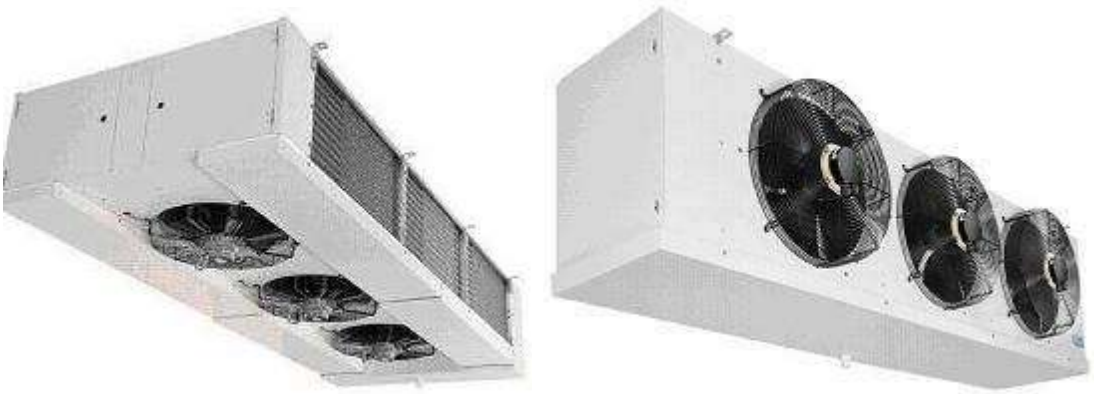
II-2.2 Les évaporateurs à convection forcée :

C'est le type d'évaporateur le plus rencontré dans plusieurs applications (conservation des denrées « chambres froides », climatisation).Ils sont constitués de tubes à ailettes et sont munis d'un (ou plusieurs) ventilateur(s) pour assurer la circulation de l'air à travers les surfaces d'échanges. Les tubes comportent des ailettes de forme rectangulaire, ils sont disposés en série formant une nappe et les différentes nappes sont associées en parallèle.

Deux configurations sont généralement admises :

- Les nappes sont assemblées en parallèle aussi bien à l'entrée qu'à la sortie, le collecteur d'entrée est alors alimenté par le détendeur.
- les nappes sont assemblées en parallèle seulement à la sortie, chaque entrée de nappe reçoit une fraction du FF injecté par l'intermédiaire du distributeur de liquide et d'un tube capillaire d'alimentation.

Le coefficient global d'échange de ce type d'évaporateur est compris entre 15 et 50 W/m². °C.



Modèle GT2I de FRIGA BOHN Modèle SKB de FRIGA BOHN

Figure II-1: Evaporateurs à air – constructeur FRIGA BOHN

La température de rosée de l'air circulant à travers la section d'échange constitué des tubes et d'ailettes est généralement inférieure à la température d'évaporation du FF en ébullition dans les tubes d'où la condensation des vapeurs d'eau contenues dans cet air : ce sont les condensats qui sont recueillis dans un bac (bac de condensats) pour être évacués à l'extérieur par l'intermédiaire d'un raccord ou d'un tuyau.

Lorsque la température d'évaporation est négative (température superficielle de la section d'échange inférieure ou égale à 0°C: cas rencontrés pour les chambres froides), ces condensats se transforment en givre. Pour éviter d'obstruer rapidement la section de passage de l'air de l'évaporateur, les ailettes sont très écartées pour les applications de chambres froides par rapport aux ailettes pour les applications de climatisation (température du local autour de 24°C).

Pour les évaporateurs des chambres froides, l'écartement des ailettes va de 4 à 12 mm et pour ceux des locaux à climatiser, il va de 1 à 2 mm ; c'est pourquoi les évaporateurs utilisés en climatisation sont plus petits que ceux utilisés en froid (chambres froides) à puissance frigorifique égale.

La figure II-2 montre les éléments d'un évaporateur à air industriel.

II-3 Surchauffe des évaporateurs:

La surchauffe (SH) représente la différence entre la température des vapeurs de FF (T_s) à la sortie de l'évaporateur et la température d'évaporation (To) du FF liquide (dernière goutte liquide) dans l'évaporateur.

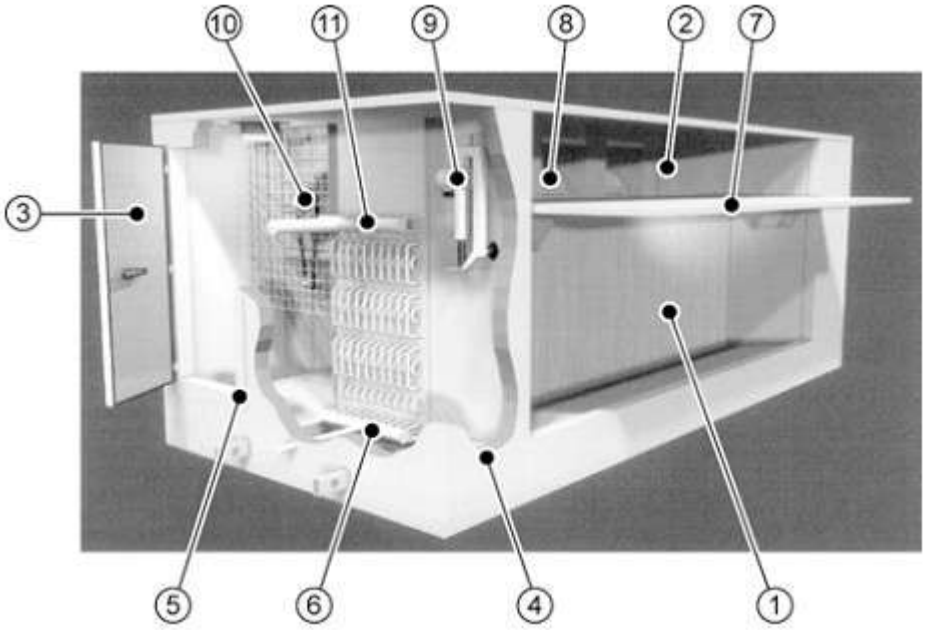


Figure II-2:Evaporateur à air industriel

1 : batterie froide (entrée de l'air) ; **2 :** soufflage de l'air refroidi ; 3 : porte d'accès pour la maintenance, le dépannage ; **4 :** caisson isolé ; **5 :** le bâti peut comporter un cordon chauffant ; **6 :** collecteur d'admission du fluide frigorigène ; 7 : volet ; **8 :** ventilateur centrifuge ; **9 :** vérin et mécanisme de commande du volet ; **10:** moteur d'entraînement des ventilateurs ; **11 :** collecteur d'aspiration du fluide frigorigène.

La température $T_s$du FF à la sortie de l'évaporateur se mesure avec un thermomètre de contact. La température d'évaporation To se déduit de la pression d'évaporation à la sortie de l'évaporateur et de la nature du FF ; le manomètre placé à l'aspiration du compresseur (manomètre BP) donne la pression d'évaporation de la dernière goutte de liquide (pertes de charges négligeables sur la conduite d'aspiration). [7]

Lorsque les pertes de charge dans la conduite d'aspiration ne sont pas négligeables, il est nécessaire de mesurer la pression à la sortie de l'évaporateur (utilisation d'une priseshrader) pour avoir la pression d'évaporation de la dernière goutte de liquide dans l'évaporateur.

La valeur de la SH est comprise en général entre 4 et 8°C.

La SH est effectuée à la sortie de l'évaporateur BC – cf. figure II-12).

II-4Echanges thermiques dans les évaporateurs : [6]

Les évolutions de FF dans les évaporateurs sont considérées sans perte de charge et seuls les changements d'état sont pris en compte.

Des valeurs usuelles d'écarts de températures sont utilisées pour caractériser (conditions de fonctionnement, diagnostic…) les évaporateurs.

En désignant par :

T_1 : la température d'entrée à l'évaporateur du fluide (air ou eau) à refroidir

T_2 : la température de sortie de l'évaporateur du fluide refroidi (air ou eau)

T_0 : la température d'évaporation du FF dans l'évaporateur

On définit :

Ecart de température sur le fluide	$T_f = T_2 - T_1$
Température moyenne du fluide	$T_{fm} = \frac{T1+T2}{2}$
Ecart de température moyenne arithmétique	$T_{m\ ar} = \frac{T1+T2}{2} - T_0$
Ecart de température maximum	$T_{max} = T_1 - T_0$
Ecart de température minimum (pincement)	$T_{min} = T_2 - T_0$
Ecart de température moyenne logarithmique	$\Delta Tln = \frac{(T1-T0)-(T2-T0)}{\ln(\frac{T1-T0}{T2-T0})}$

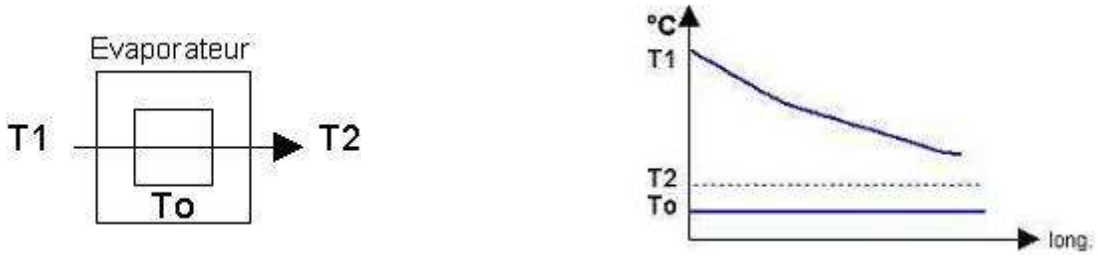


Figure II-3: Echanges thermiques dans un évaporateur à air

Les valeurs de référence des écarts de températures sont les suivantes :

- Ecart de température sur l'air : 2 à 5°C
- Ecart de température entre l'entrée d'air et l'évaporation : 6 à 10°C

La puissance thermique échangée entre le FF et le fluide à refroidir s'écrit :

$$\boldsymbol{\Phi = K\ S\ \Delta T_{LN}} \qquad \textbf{(II-1)}$$

II-5.Calcul thermique d'un évaporateur :

La conception et le dimensionnement d'un échangeur de chaleur évaporateur ou condenseur sont déterminées par un certain nombre de propriété s thermodynamiques et thermocinétiques (Titre de vapeur, température de saturation, densité de flux thermique, etc.) et la procédure de calcul nécessite l'utilisation de corrélations pour les calculs thermiques.

II-5.1. Dimensionnement d'évaporateur :

L'évaporateur est le composant de l'installation qui permet de transmettre le froid (ou plutôt d'absorber la chaleur) au circuit à refroidir. L'évaporateur est, en général, à eau ou à air. Dans un évaporateur, tout le liquide admis est vaporisé et le fluide frigorigène sort de l'évaporateur à une température légèrement supérieure à sa température de vaporisation (donc surchauffé).

La figure II-4 illustre les variations de température du fluide frigorigène et de l'air le long de la surface d'échange balayée [8]. Il existe deux zones dans l'évaporateur :

• Zone a : zone d'évaporation du fluide à la pression (P_0) et la température (T_0).

• Zone b : zone de surchauffe du fluide à la pression (P_0) et la température de surchauffe (T_{sch}).

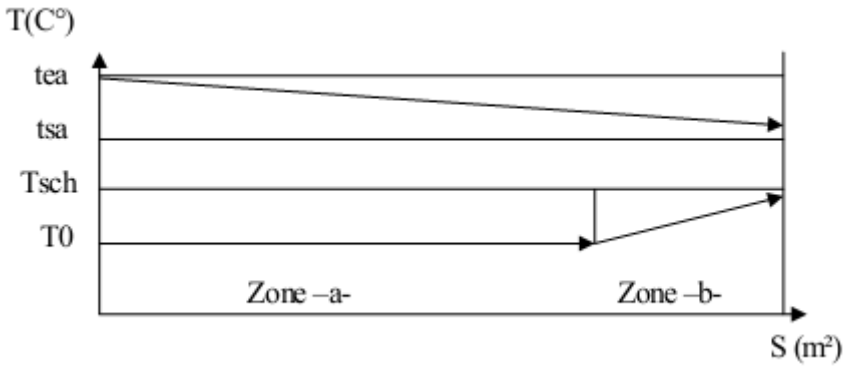


Figure II-4: Evolution des températures du fluide frigorigène et de l'air dans l'évaporateur

II-5.2.Méthode de calcul :

Pour la simulation de l'évaporateur, on doit passer par deux étapes de calcul

a) Calcul thermique :

- Coefficient d'échange global U
- Les deux coefficients d'échanges intérieur et extérieur h_{int} ; h_{ext}
- Les températures de sorties des fluides et la température de la paroi

b) Calcul hydraulique :

- calcul des pertes de charge des deux côtés « fluide frigorigène et Air ». Ces calculs sont basés sur certaines données :

- Les températures d'entrée des deux fluides (fluide frigorigène et air).
- Les débits des deux fluides.
- La géométrie de l'échangeur

Tous ces calculs seront effectués sur la base de certaines hypothèses qui sont :

- Le régime de fonctionnement est supposé permanant.
- La section de passage est constante.
- Les propriétés des fluides sont en fonction de la température et de la pression.
- L'air est monophasique.
- Le fluide frigorigène est diphasique.

- Le dimensionnement d'un échangeur de chaleur peut se faire de deux manières :

- La méthode ΔTLM (les détails de cette méthode ont été rassemblés dans l'Annexe 1).
- La méthode NUT $-\varepsilon$

Les deux méthodes permettent d'aboutir aux mêmes résultats, cependant la seconde connaît une plus grande utilisation dans la pratique. La méthode NUT- ε est utilisée lors de la détermination de la puissance thermique échangée et des températures de sortie des fluides à partir des températures d'entrée et de la surface d'échange. Cette démarche correspond à la simulation du fonctionnement, après sélection, d'un échangeur existant.

II-5.2.1.Calcul thermique :

a) Efficacité et nombre d'unité de transfert NUT- ε :

Il est simple et commode d'utiliser la méthode (DTLM) lorsque les températures d'entrée des fluides sont connues et que leurs températures de sortie sont imposées ou facilement accessible à partir des bilans d'énergie [9], [10], [11], [12]. Dans ce cas, nous avons :

$\phi = m_c Cp_c (T_{ce} - T_{cs})$ (II-2)

$\phi = m_f Cp_f (T_{fe} - T_{fs})$ (II-3)

T_{ce} ; T_{cs} : Températures d'entrée et de sortie du fluide chaud.

T_{fe} ; T_{fs} : Températures d'entrée et de sortie du fluide froid .

$m_c cp_c$: Débit calorifique du fluide chaud.

$m_f cp_f$: Débit calorifique du fluide froid.

Cependant, lorsque seules les températures d'entées des fluides sont connues et que l'emploi de la méthode ΔTLM exige de procéder à un calcul par itération , qui peut dans certains cas se relever fastidieux, il est préférable d'utiliser une approche proposée par CHILTON et COLBURN (1935) et développée par KAYS et LONDON (1951) et désignée sous le no m de "METHODE DU NOMBRE D'UNITE DE TRANSFERT " abrégée en « NUT » [12] .

b) La méthode du nombre d'unité de transfert :

On appelle nombre d'unité de transfert noté NUT, le rapport adimensionnel $\frac{US}{C_{min}}$. La méthode NUT est typiquement utilisée pour l'analyse des échanges de chaleur. Elle repose sur la définition de flux de chaleur maximum et de l'efficacité d'échangeur.

Le flux thermique maximum transférable par un échangeur est atteint dans un échangeur infiniment long et un écoulement contre-courant. Dans une telle configuration, l'un des fluides subit le changement de température le plus élevé.

L'expression du flux de chaleur transféré, dans un échangeur de chaleur, peut être déterminée en écrivant le flux de chaleur perdu par le fluide chaud et le flux de chaleur gagné par le fluide froid pendant leur traversée de l'échangeur [10], [11], [12] . Nous avons :

$$\phi = m_c Cp_c (T_{ce} - T_{cs}) \quad \text{(II-4)}$$

$$\phi = m_f Cp_f (T_{fe} - T_{fs}) \quad \text{(II-5)}$$

On distingue deux cas différents :

$m_c Cp_c < m_f Cp_f$

L'écart de température est atteint par le fluide chaud car $|dT_C| > |dT_f|$

Et le flux de chaleur maximum est donné par :

$$\phi_{max} = m_c Cp_c (T_{ec} - T_{ef}) \quad \text{(II-6)}$$

$$m_f Cp_f > m_c Cp_c$$

Dans ce cas, le fluide froid subit le plus grand écart de température car $|dT_f| > |dT_c|$ et le flux de chaleur maximum est donné par :

$\phi_{max} = m_f Cp_f (T_{ec} - T_{ef})$ (II-7)

En général, le flux de chaleur maximal est donné par la relation suivante :

$\phi_{max} = (mCp)_{min} (T_{ec} - T_{ef})$ (II-8)

c) L'efficacité de l'échangeur ε :

L'efficacité d'échange de chaleur est définie comme le rapport entre l'échange de chaleur effectif et l'échange maximum [10], [12], [13], [14] :

$$\varepsilon = \frac{\phi réel}{\phi max}$$ (II-9)

Ainsi, l'efficacité peut s'exprimer en fonction des caractéristiques physiques spécifiques aux fluides et de la configuration d'écoulement des fluides.

Selon le cas $m_c Cp_c > m_f Cp_f$ ou $m_f Cp_f > m_c Cp_c$ cette efficacité prendra différentes formes [9], [11] :

	$(mCp)_{min} = m_c Cp_c$	$(mCp)_{min} = m_f Cp_f$
ε	$(\frac{T_{ec} - T_{es}}{T_{ec} - T_{ef}})$	$(\frac{T_{sf} - T_{ef}}{T_{ec} - T_{ef}})$

Pour une configuration des écoulements à co-courants et contre courants, l'efficacité est :

Co– courant	contre courants
$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NU1(1+C_r)}}{1 + C_r}$	$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NU1(1+C_r)}}{1 + C_r e^{-NUT(1-C_r)}}$

L'intérêt de ces expressions réside dans le fait que si : ε, T_{ec} ,T_{ef} sont connues l'échange thermique réel peut être calculé sans difficulté à partir de l'expression [10], [12] :

$\Phi = \varepsilon (mCp)_{min} (T_{ec} - T_{ef})$ (II-10)

Sachant que :

$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}}$ (II-11)

$C_{min} = (mCp)_{min}$ (II-12)

$C_{max} = (mCp)_{max}$ (II-13)

C_{min} ; C_{max} : Les débits minimal et maximal du fluide .

Pour pouvoir utiliser cette relation, il est indispensable de connaître :

- la surface d'échange.
- Les températures d'entrée et de sortie des deux fluides.
- Les débits des deux fluides.
- L'écoulement des fluides.
- Le coefficient global d'échange U (calculé à partir des coefficients d'échanges locaux intérieur et extérieur).

II-5.2.2. Calcul des coefficients d'échanges chaleur :

a) Coefficient d'échange de chaleur global U :

Le coefficient d'échange global représente la "force " avec laquelle la puissance est transmise de la paroi au fluide ; ce coefficient peut être petit ce que signifie que la chaleur est transmise d'une façon non performante, et la température de la paroi doit être augmenté pour compensée cette faiblesse, de même, ce coefficient peut prendre des valeurs importantes ce qui conduit à un transfert très efficace. Ce coefficient est directement affecté par les propriétés physiques des phases du fluide (des paramètres opératoires) tel que : le titre de vapeur et la vitesse massique. Le flux de chaleur peut s'écrire comme suit [15], [16] :

$$q = US_t(t_{ch} - t_f) \qquad \text{(II-14)}$$

$$U = \frac{1}{\left[\frac{1}{h_{int}}\left(\frac{S_t}{S_{int}}\right)\right] + \left[\frac{1}{h_{app}\cdot\eta_g}\right] + R} \qquad \text{(II-15)}$$

q: Le flux de chaleur échangé (W)

U : Coefficient global de transfert thermique ($Wm^2.K^{-1}$)

h_{int} : Coefficient d'échange convectif intérieur ($Wm^2.K^{-1}$)

S_T: Surface extérieure totale par mètre de longueur du tube (m^2/m)

S_{int} : Surface intérieure (m^2)

η_g: Rendement global de la surface (%)

R : La somme des résistances (Km^2/W). Elle est donnée par

$$R = \sum(R_i) = \frac{e_{cuivre}}{\lambda_{cuivre}} + \frac{e_{givre}}{\lambda_{givre}} + R_{ailette\ -tube} \qquad \text{(II-16)}$$

e_{cu} : L'épaisseur de cuivre et de givre respectivement (mm)

e_g : Les conductivités thermiques de cuivre et de givre respectivement (W$m^1.K^{-1}$)

h_{app} : Le coefficient apparent de transfert thermique côté air en tenant compte de la présence des ailettes [$\frac{W}{m^2.K}$].

II-5.3. Convection : [17]

La convection est un mode de transport d'énergie par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation de l'énergie et du mouvement du milieu .La transmission de chaleur par convection est désignée, selon le mode d'écoulement du fluide, par convection libre et convection forcée. Lorsqu'il se produit au sein du fluide des courants dus simplement aux différences de température, on dit que la convection est naturelle ou libre. Par contre si le mouvement du fluide est provoqué par une action externe, telle une pompe ou un ventilateur, le processus est appelé convection forcée.

On peut exprimer la quantité de chaleur transmise par convection entre une paroi solide et un fluide au moyen de l'équation suivante :

$$P = hs(T_1 - T_2) \qquad \text{(II-17)}$$

Sous cette forme, l'équation de la convection semble être tout à fait simple. En réalité, il n'en est rien, car l'Éq. (II-11) est une définition de l'unité de conductance thermique moyenne par convection plutôt qu'une loi de transmission de la chaleur par convection. Comme le transfert d'énergie par convection est très intimement lié au mouvement du fluide, il est nécessaire de connaître le mécanisme de l'écoulement du fluide avant d'examiner celui de l'écoulement de la chaleur. Un des plus importants aspects de l'étude hydrodynamique est d'établir si le mouvement du fluide est laminaire ou turbulent. Lorsqu'un fluide s'écoule en mouvement laminaire le long d'une surface dont la température est différente de celle du fluide, la chaleur est transmise seulement par conduction aussi bien à l'intérieur du fluide qu'à l'interface entre le fluide et la surface. Par contre dans un écoulement turbulent, le mécanisme de conduction est modifié et favorisé par d'innombrables tourbillons. Les petits volumes de fluide en se mélangeant avec d'autres jouent le rôle de porteur d'énergie. Par conséquent un accroissement de turbulence amène une augmentation de la quantité de chaleur s'écoulant par convection. Les profils des vitesses près du bord d'attaque sont représentatifs des couches limites

laminaires. Cependant l'écoulement à l'intérieur de la couche limite reste laminaire seulement sur une certaine distance à partir du bord d'attaque et devient ensuite turbulent.

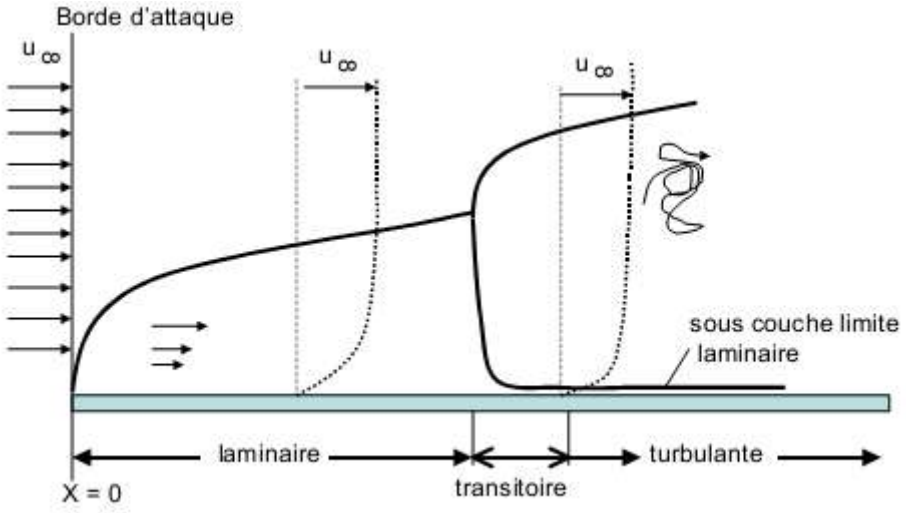


Figure II-5 : **Profils des vitesses pour les couches limites laminaire et turbulente dans un écoulement sur une plaque plane**

A l'intérieur de la couche limite turbulente, il subsiste, tout contre la paroi, une très mince couche en écoulement presque laminaire appelée sous couche limite laminaire ou film laminaire. La distance entre le bord d'attaque et le point de transition où la couche limite devient turbulente est appelée longueur critique.

II-5.3.1.Le nombre de Nusselt :

Lorsque la vitesse du fluide et la turbulence sont faibles, le transport d'énergie n'est que faiblement aidé par les courants de mélange à une échelle macroscopique. Par contre, si la vitesse est grande et si le mélange entre le fluide chaud et le fluide froid contribue notablement au transfert d'énergie, le mécanisme de conduction devient moins important. En conséquence, pour transporter par convection à travers un fluide une quantité de chaleur donnée, il est nécessaire que le gradient de température soit plus grand dans la région à faible vitesse que dans celle où la vitesse est élevée. Au voisinage immédiat de la paroi la chaleur se meut par conduction pure, les molécules du fluide étant stationnaires par rapport à la frontière de la couche limite. On compte naturellement sur un grand gradient de la température dans cette couche. A mesure que l'on s'éloigne de la paroi, le mouvement du fluide favorise le transport d'énergie et le gradient de température diminue de moins en moins vite pour atteindre finalement celui du courant principal. La répartition des températures pour

l'écoulement turbulent de l'air le long d'une plaque plane, représentée sur la figure II 13illustre qualitativement ce comportement.

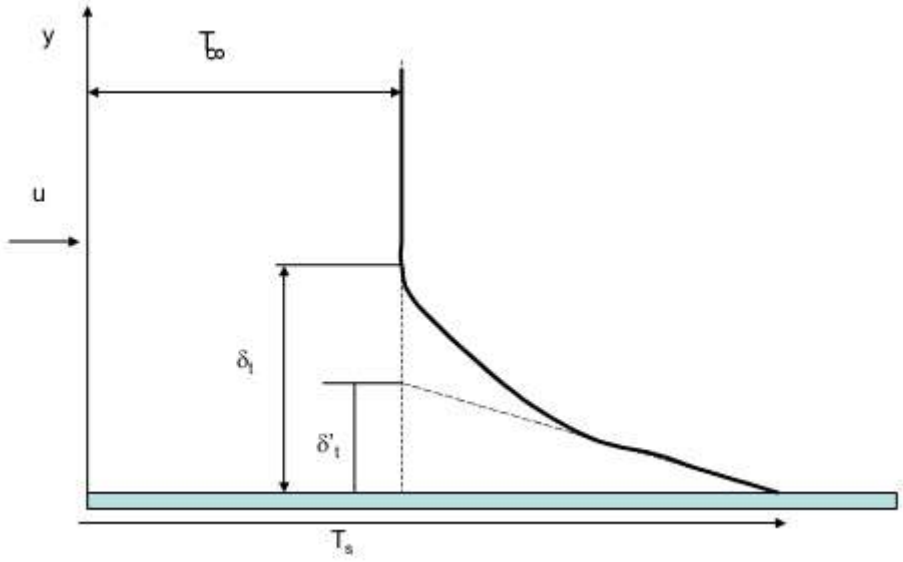


Figure II-6 : Répartition des températures dans une couche limite turbulente pour un fluide s'écoulant sur une plaque chauffée

Comme à l'interface (y=0) la chaleur s'écoule seulement par conduction, la densité du flux de chaleur peut être calculée à partir de l'équation :

$$q_{surface\ -fluid} = -k_f \frac{\partial T}{dy} \Big| y = 0 \qquad \text{(II-18)}$$

k_f= conductivité thermique du fluide.

On peut établir une relation entre le coefficient d'échange de chaleur, h, défini par l'équation II-9, et le gradient de température à la paroi. En égalisant les équations II-8 et II-9 on obtient :

$$P_{surface\ -fluid} = q_{surfac\ e-fluid}\, S = S k_f \frac{\partial T}{\partial y} h_c (T_s - T_\infty) \qquad \text{(II-19)}$$

h_c= coefficient de conductance moyenne de convection par unité de surface, [W/m^2 °C]

La valeur du gradient de température dans le fluide étant la même indépendamment de la température de référence on peut écrire $\partial T = \partial (T - T_s)$ .En introduisant une longueur L

caractéristique du corps à partir duquel la chaleur se transmet, l'équation (II-18) se met sous la forme adimensionnelle :

$$\frac{h_c S}{k_f S} = \frac{\frac{-\partial T}{\partial y}}{T_s - T_\infty} \Longmapsto \frac{h_c L}{k_f L} = \frac{\frac{-\partial T}{\partial y}}{T_s - T_\infty} \Longmapsto \frac{h_c L}{k_f} = \frac{\frac{-\partial T}{\partial y}\Big|_{y=0}}{\frac{T_s - T_\infty}{L}} = Nu \qquad \text{(II-20)}$$

La combinaison du coefficient d'échange de chaleur par convection h_c, de la longueur caractéristique L, de la conductivité thermique du fluidek_f, sous la forme $h_c L/k_f$ est appelée le Nombre de Nusselt, Nu. Ce nombre est une quantité adimensionnelle. Le nombre de Nusselt peut être interprété physiquement comme étant le rapport du gradient de température dans le fluide en contact immédiat avec la surface sur le gradient de température de référence $T_s - T_\infty/L$. En pratique, le nombre de Nusselt est une mesure commode du coefficient d'échange de chaleur par convection car, une fois sa valeur connue, on peut calculer le coefficient d'échange de chaleur par convection d'après la relation :

$$h_c = Nu\frac{k_f}{L} \qquad \text{(II-21)}$$

$$h_c = f(d, C_p, k, \rho, u_m, \mu) \qquad \text{(II-22)}$$

Nombre de Nusselt : $\mathrm{Nu}=\frac{h_c d}{k_f}$ (II-23)

Nombre de Prandtl : $\mathrm{P_r} = \frac{\mu C_p}{K_f}$ (II-24)

Nombre de Reynolds : $\mathrm{Re}=\frac{u_m d\rho}{\mu}$ (II-25)

Dans ces conditions, la loi fondamentale du transfert de chaleur par convection est de la forme :

F (Nu,P_r,Re)=0 ou Nu=f(P_r, Re ….)=0 (II-26)

II-5.3.2. Le nombre de Prandtl :

Ce nombre est entièrement caractéristique du fluide considéré. L'inverse du nombre de Prandtl est appelé par les « thermiciens » français : le nombre de Stanton (S). Dans le cas des gaz, Pr est sensiblement constant avec la pression et la température et ne varie qu'avec les changements thermiques de C_p (T). Voici quelques exemples du nombre de Prandtl à 100°C pour des gaz courants :

GAZ	Pr
H_2	0.69
Air	0.69
Ar	0.66
CO_2	0.75
CO	0.72
H_e	0.71
N_2	0,70
O2	0,70
H_2O (vapeur)	1,06

Dans le cas des liquides, le nombre de Prandtl est beaucoup plus variable :

Liquide	T(°C)	Pr
Eau	0	13.6
	20	7.03
	100	1.75
Alcool éthylique	0	21.8
	0	13.9
	60	12.1
Glycol	20	203
	100	25
Glycérine	0	100’000
	30	5’200

Remarque :

Pour liquides, au contraire, Pr est très petit, de l’ordre de 0.01.

II-5.3.3. Le nombre de Reynolds :

Le nombre de Reynolds est défini par l’équation (II-25). Si on introduit la viscosité cinématique $\nu = \mu/\rho$:

$$Re=\frac{u_m d}{\nu} \quad \text{(II-27)}$$

Ce nombre joue un rôle fondamental dans la caractérisation de l'écoulement :

- Si Re< 2400 on est en régime laminaire.
- Pour des vitesses plus élevées, Re>> 2400, le régime turbulent apparaît (figure II-7).

Considérons l'écoulement le long d'un plan, à partir d'un certain endroit (zone de transition) s'amorce un noyau à l'intérieur duquel les trajectoires du gaz sont tourbillonnantes (noyau turbulent). Il existe toujours une sous couche limite laminaire. Dans le cas d'un écoulement dans une tuyauterie, les phénomènes sont sensiblement les mêmes. Néanmoins, à partir d'une certaine distance le noyau turbulent occupe la totalité de la tuyauterie sauf la zone de sous couche laminaire (Figure 8.3).

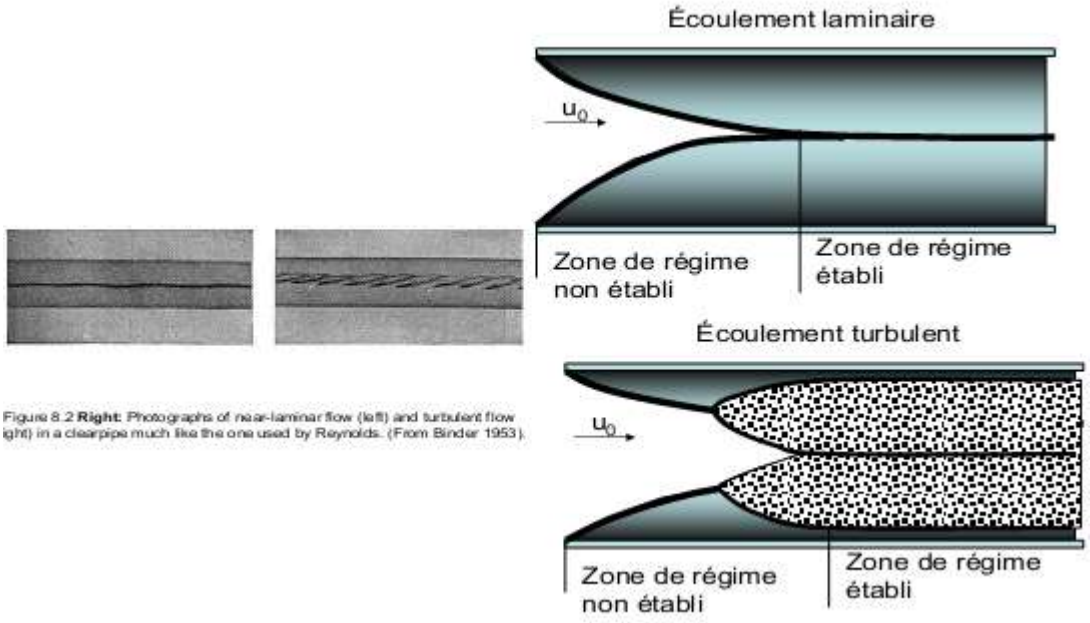


Figure 8.2 **Right:** Photographs of near-laminar flow (left) and turbulent flow (right) in a clear pipe much like the one used by Reynolds. (From Binder 1953).

Figure II-7: Couche turbulente et les zones limite établi dans une tuyauterie

Dans une tuyauterie le régime turbulent a lieu lorsque Re> 5000. Dans le cas où 2400 <Re< 5000, on a une zone transitoire. Pour l'eau, la vitesse critique (Re = 2400) est :

$$u_c = \frac{24.10^{-4}}{d}$$

Pour l'air :

$$u_c = \frac{360.10^{-4}}{d}$$

où d est le diamètre du tube en mètres et u_c est donnée en m/s.

II-5.3.4. Ecoulement de la chaleur en régime laminaire et en régime turbulent (convection forcée) :

a) Cas d'une plaque plane parallèle à l'écoulement laminaire :

Le nombre de Nusselt en un point situé à une distance x du bord de la plaque est :

$$Nu(x) = 0{,}322[Re(x)]^{1/2}[Pr]^{1/3} \quad \text{(II-28)}$$

où la fonctionnalité de x indique que dans le calcul de (Nu) et de (Re) la dimension d est à remplacer par x. Le nombre de Nusselt moyen sur une plaque de largeur (L) est :

$$Nu(L) = 0{,}664[Re(L)]^{1/2}[Pr]^{1/3} \quad \text{(II-29)}$$

b) Cas d'un écoulement laminaire dans un tube :

Pratiquement on considère deux domaines :

- **Le régime est établi :**

  Nu=3,7 (II-30)

Ceci correspond à la région où $\frac{x}{r.Re.Pr}$>0,1

Avec x : distance à partir de l'entrée du tube, r : rayon du tube (Remarque : le produit Re. Pr = Pe , nombre de Péclet) .

Cette condition correspond à : - pour l'air : x/r > 80

- pour l'eau : x/r > 600
- pour l'huile x/r > 10'000

Donc dans un tuyau d'un mètre de rayon, il faut 600m avant que l'eau entre en régime établi.

- **Le régime n'est pas établi :**

$$Nu = 1{,}06\left(\frac{x}{r.Re.Pr}\right)^{1/3} \quad \text{(II-31)}$$

- **Cas d'un tube perpendiculaire à l'écoulement laminaire :**

$$Nu = 0{,}82Re^{0,4}.Pr^{0,3} \quad \text{(II-32)}$$

- **Cas d'une plaque parallèle à l'écoulement turbulent :**

$$Nu(x) = 0{,}0298.Pr^{1/3}[Re(x)]^{0,8} \quad \text{(II-33)}$$

- **Cas d'un tube lisse à l'écoulement turbulent :**

Dans le cas des gaz la formule adoptée en pratique est :

$$Nu = 0{,}026(Re.Pr)^{3/4} \quad \text{(II-34)}$$

Pour les liquides, on utilise surtout l'équation suivante :

$$\mathrm{Nu} = 0{,}023\mathrm{Re}^{0,8}.\mathrm{Pr}^{0,4} \quad \text{(II-35)}$$

Chapitre III : Dégivrage des évaporateurs

III-1 Introduction :[18]

Pour les évaporateurs à circulation d'air forcée, le dépôt de givre engendre, en plus de la résistance thermique entre les tubes les ailettes et l'air, une perte de charge aéraulique croissante, diminuant de plus en plus le débit d'air jusqu'à l'annuler complètement lors du colmatage total. Pour cela le dégivrage s'avère une opération obligatoire. Débarrasser la surface d'échange du givre formé, consiste alors en l'arrêt momentané de la production de froid et éventuellement le tirage au vide, pour fin de diminuer la capacité calorifique totale de l'évaporateur. Lorsque même la température de l'air est inférieure à 0°C, une fourniture accrue de chaleur est alors réalisée localement par résistances électriques, soufflage d'air chaud (en fermant des clapets autour de la batterie) ou inversion de cycle, permettant le chauffage puis la fonte du givre et ainsi l'évacuation aisée de l'eau formée vers l'extérieur**.**

III-2. Techniques de dégivrage :[19]

Les méthodes utilisées pour le dégivrage des évaporateurs sont les suivantes :

- Dégivrage naturel.
- Dégivrage électrique.
- Dégivrage à eau.
- Dégivrage gaz chaud.
- Dégivrage par inversion de cycle

Dans chacun de ces cas, il s'agit d'un exercice difficile où l'on doit faire fondre le givre contenu dans l'échangeur tout en évitant une remontée en température du médium réfrigéré. Deux critères devront guider les réglages du cycle de dégivrage :

a) Le nombre par jour qui est fonction du :
   - produit et son mode de conservation.
   - pas d'ailette.
   - écart de température.
   - .point de consigne.

b) La durée qui dépend de la technique de dégivrage.

III-2 Dégivrage Naturel :

Le dégivrage naturel consiste à utiliser la chaleur de l'ambiance réfrigérée pour faire fondre le givre de l'échangeur. Cette technique n'est utilisable que lorsque le medium de l'ambiance est supérieure à 0°C, voire plus dans le cas d'une chambre froid.

Il faut en effet dans ce dernier cas que l'air soit suffisamment chaud pour réaliser un dégivrage sans départage de la température interne de la chambre froid.

On obtient alors une équation ou l'on a d'un coté les charges à combattre pour maintenir la chambre à température et de l'autre coté, la chaleur absorbée par le givre fondant.

En pratique, on sait par empirisme que cette équation est équilibrée si la température de la chambre froid est au-dessus de +2°C et si on maitrise le nombre de dégivrage et leur durée.

III-3 Dégivrage Electrique :

Le dégivrage électrique, sous-entendu par résistance électrique, est le système le plus communément installé dès que la température du médium n'est plus suffisante pour assurer un dégivrage naturel. Il s'agite d'un système peu couteux à l'investissement, facile d'installation mais dont il faudra payer l'énergie électrique dans les couts d'exploitation.

Les résistances de dégivrage peuvent être localisées dans la batterie, dans le bac d'écoulement. On peut également en disposer au droit des viroles des ventilateurs.

Dans chacune de ces localisation, il peut y avoir une ou plusieurs résistances couplées ensembles selon la tension employée. La séquence de dégivrage doit être particulièrement bien ajustée pour éviter les surchauffes pouvant provoque des vapeurs allant se condenser sur les plafonds et autre parties froides ainsi que le réchauffement de la chambre froid.

Dans le logigramme de la (figure III-3 .1) on utilise un thermostat comme fin de dégivrage. Lorsque la température de la batterie s'élève cela indique que l'on a franchi le palier de chaleur latente imposée par le givre et que par conséquent, le dégivrage est terminé.

Notons que ce système est perfectible via l'ajout d'un temps d'égouttage entre la fin d'alimentation des résistances et la mise sous tension de la vanne magnétique. L'égouttage permet à l'eau de s'écouler par l'évacuation avant le redémarrage du mode « réfrigération ».

Le schéma électrique III-1 donne le fonctionnement du logigramme III-2.

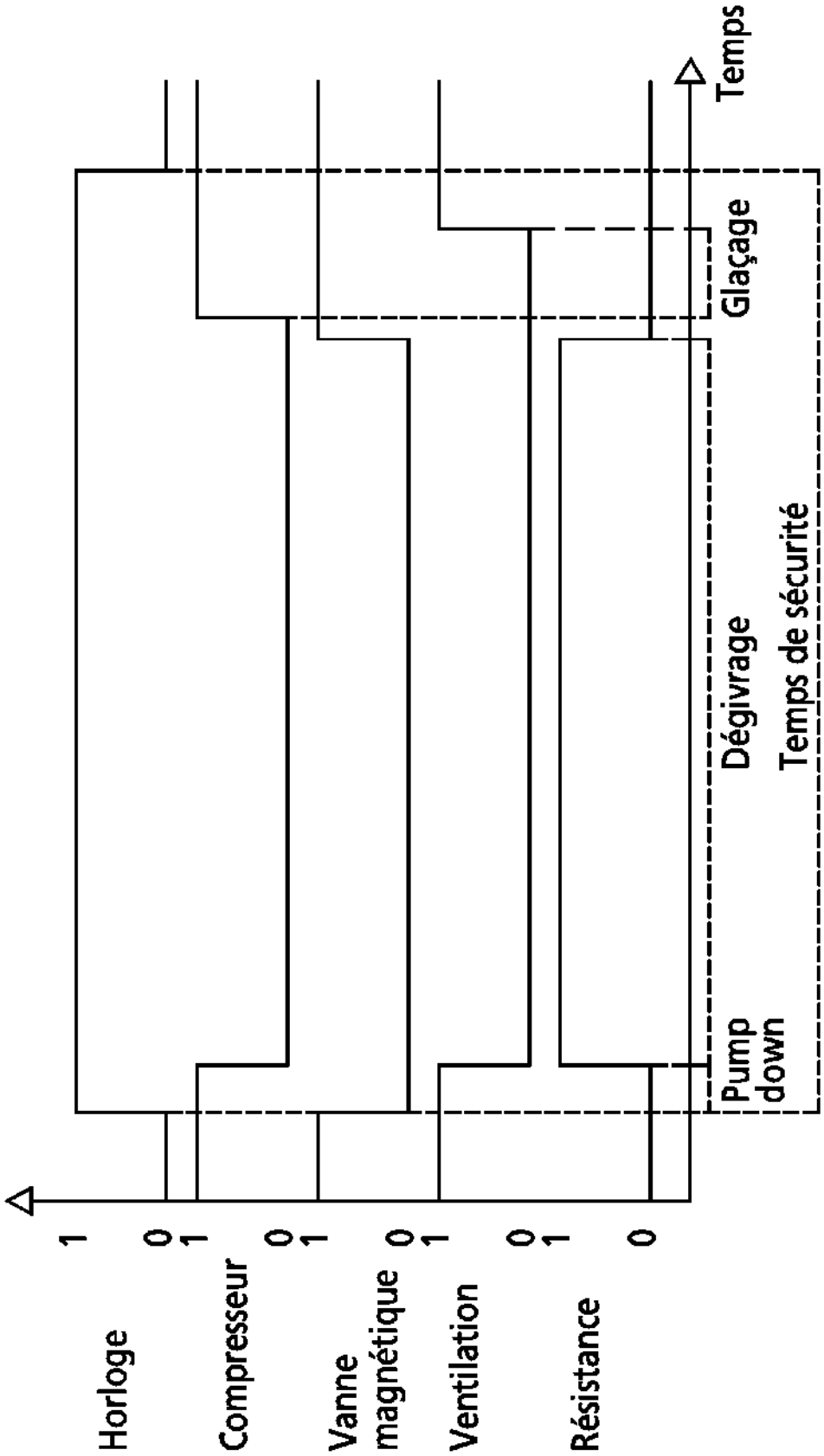


Figure III-1 :logigramme d'un dégivrage électrique (d'état fonction de temps)

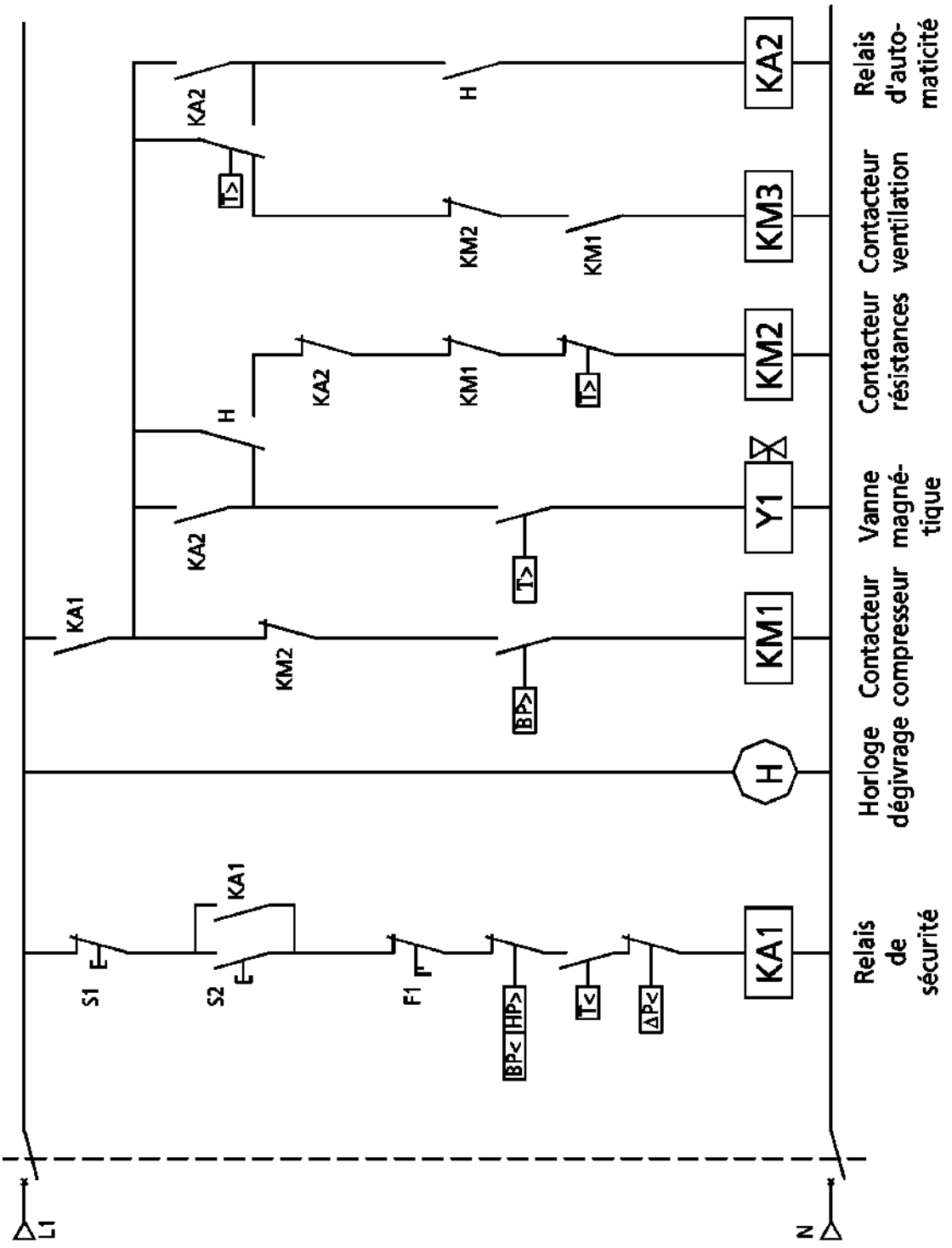


Figure III-2 : schéma électrique d'un système dégivrage électrique.

Remarque :

- Les résistances électrique, notamment les cordons chauffants, représentent 80 des pannes se produisant dans les chambres froides qui en sont équipées. Il est impératif de positionner un disjoncteur différentiel sur la puissance pour éviter que l'installation soit entièrement hors tension en cas de résistance à la masse.
- Le dégivrage électrique est une technique particulièrement pénalisante car les résistances chauffent les tubes par l'extérieur ce qui favorise les déperditions dans l'air ambiant du local réfrigère. Pour éviter cet inconvénient en froid industriel, on enferme l'évaporateur dans un caisson durant la phase de dégivrage tout en laissant la ventilation active afin d'accélérer la phase.

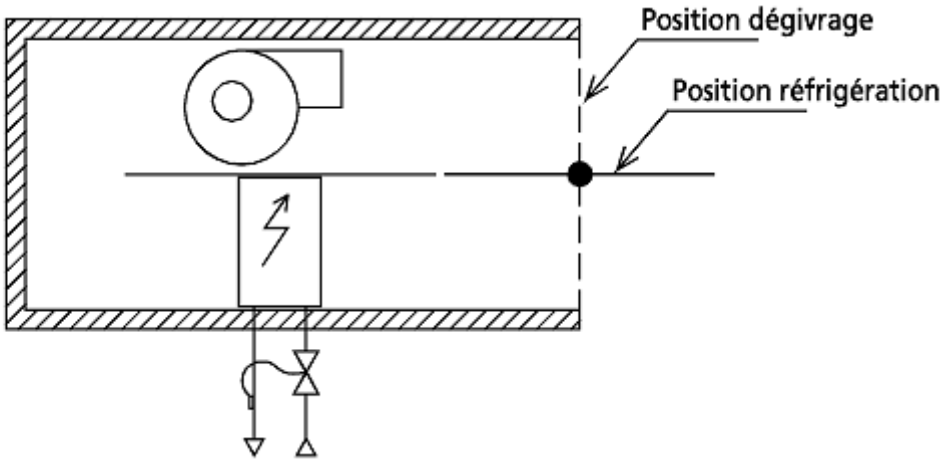


Figure III-3 : batterie à caisson isolé.

Ce système reste cependant couteux et peut être substitué par des technique intermédiaires telles que des volets motorisées ou dynamique à l'aspiration et « shut-up » (chaussettes textiles d'environ 1m) au soufflage des ventilateurs.

III-4 Dégivrage à Eau :

Bien que peu courant, le dégivrage à l'eau est très efficace. Il est destiné aux évaporateurs industriels en application négative. Il consiste à envoyer de l'eau durant le cycle de dégivrage dans une rampe positionnée dans la batterie ou dans le caisson.

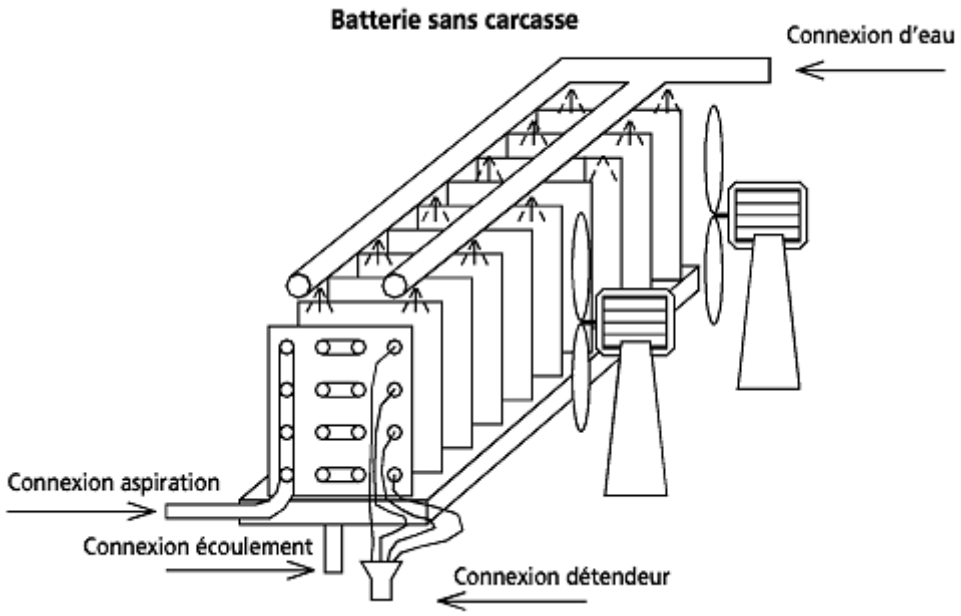


Figure III-4 : batterie à dégivrage à eau.

Le dégivrage à eau présente toutefois l'inconvénient du cout d'eau et du risque lié à un écoulement bouché. Il y a lieu de noter que dans ce dernier cas, la masse d'eau projetée dans la chambre froide va rendre celle-ci inutilisable par la glace sur le sol et les produits.

Remarque :

Une attention particulière doit être apportée au réseau d'eau afin de garantir l'absence de prise en glace.

III-5 : Dégivrage de gaz chaud :

Le dégivrage gaz chaud est un des dégivrages les plus efficaces tant sur l'aspect rapidité que sur celui de l'énergie. Le principe du gaz chaud est d'envoyer des vapeurs HP dans l'évaporateur pour que celles-ci se condensent en rejetant à chaleur de condensation.la chaleur de condensation servant à faire fondre le givre contenu sur l'échangeur.

Comme son nom l'indique, le dégivrage par gaz chaud nécessite des gaz chauds.

C'est à-dire à dire que ce dégivrage ne peut être utilisé que si on dispose de plusieurs poste afin qu'un certain nombre soit en production pendant que l'un dégivre.

L'aspiration de la batterie doit être isolée afin que les gaz chauds puissent montre en pression dans la batterie pour assurer son dégivrage.

On distingue deux systèmes de dégivrage par gaz chaud.la différence porte sur le mode de réintégration des condensats :

- Par la basse pression (fluide pompé).
- Par la haute pression (détente directe).

III-5.1 : Gaz chaud à réintégration par la basse pression :

Dans le mode réintégration des condensats par la BP, les gaz chauds sont renvoyés dans la tuyauterie retour des évaporateurs d'un circuit à fluide frigorigène pompe. Dans le schéma de principe (figure III-3) on retrouve :

- Une ligne d'injection de gaz chaud comprenant une vanne à mains, un filtre et une vanne solénoïde.
- Une vanne à pression constante sur l'aspiration avec ouverture forcée en marche réfrigération.

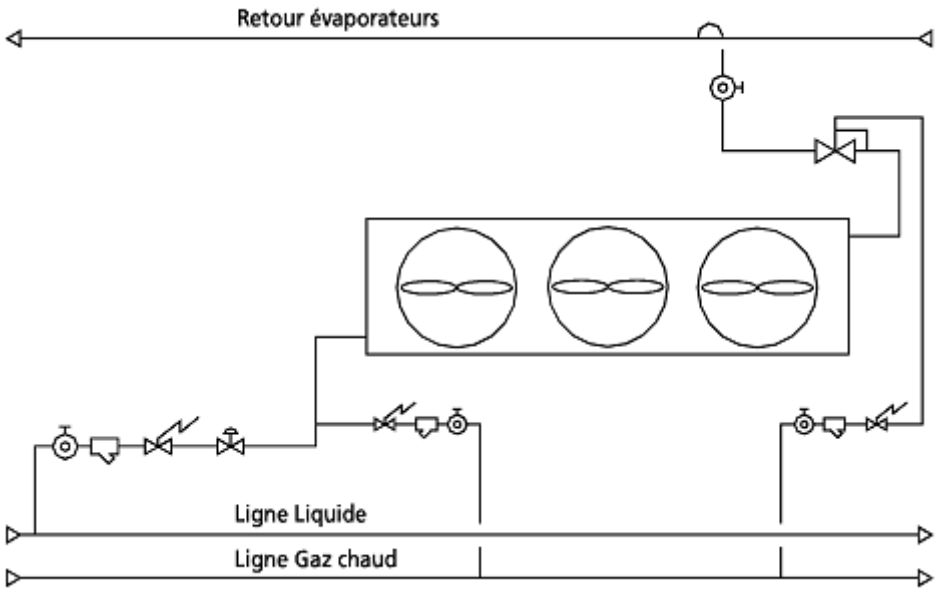


Figure III-5 : principe de système gaz chaud à réintégration par basse pression

La vanne à pression sera réglée à la température dégivrage souhaitée (relation pression /température).La technologie de la vanne à pression constante employée devra permettre en

fin de dégivrage une ouverture progressive afin d'éviter les coups de bélier dans le système. Une alternative consiste à utiliser une vanne de décharge, faisant chuter la pression dans la batterie, avant l'ouverture de la vanne principale.

III-5.2 : Gaz chaud à réintégration par la HP :

Dans le système de réintégration des condensats dans la HP, on rejette les condensats dans le lige liquide alimentant l'ensemble des postes en détente directe. Cette opération s'effectue en deux phases :

- On fait chuter la pression la ligne liquide à l'aide d'une vanne aval.
- On positionne un clapet by passant, en autre, le détendeur dans le sens inverse du passage du détendeur.

La vanne à pression sera réglée à la température du dégivrage souhaitée (relation pression/température).A l'instar de la technique de réintégration par la BP, on retrouve une ligne d'injection de gaz chaud comprenant une vanne à mains, un filtre et une vanne solénoïde.

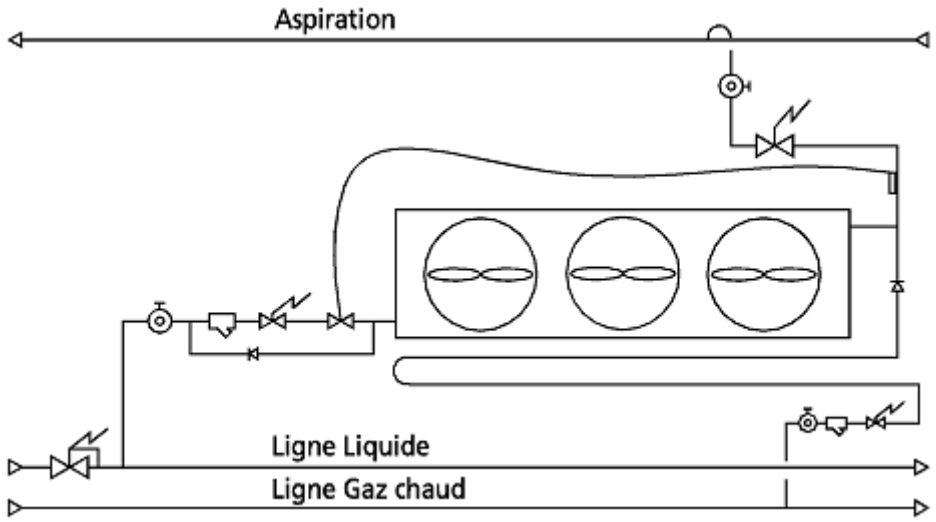


Figure III-6 : principe du système gaz chaud à réintégration par haute pression

III-6 Dégivrage par inversion de cycle:

Ce dégivrage est basé sur l'utilisation d'une vanne 4 voies d'inversion de cycle.



Figure III-6.1 Schéma d'une vanne 4 voies d'inversion

En utilisant la base du schéma électrique de commande du dégivrage par résistances, on arrive au schéma suivant:

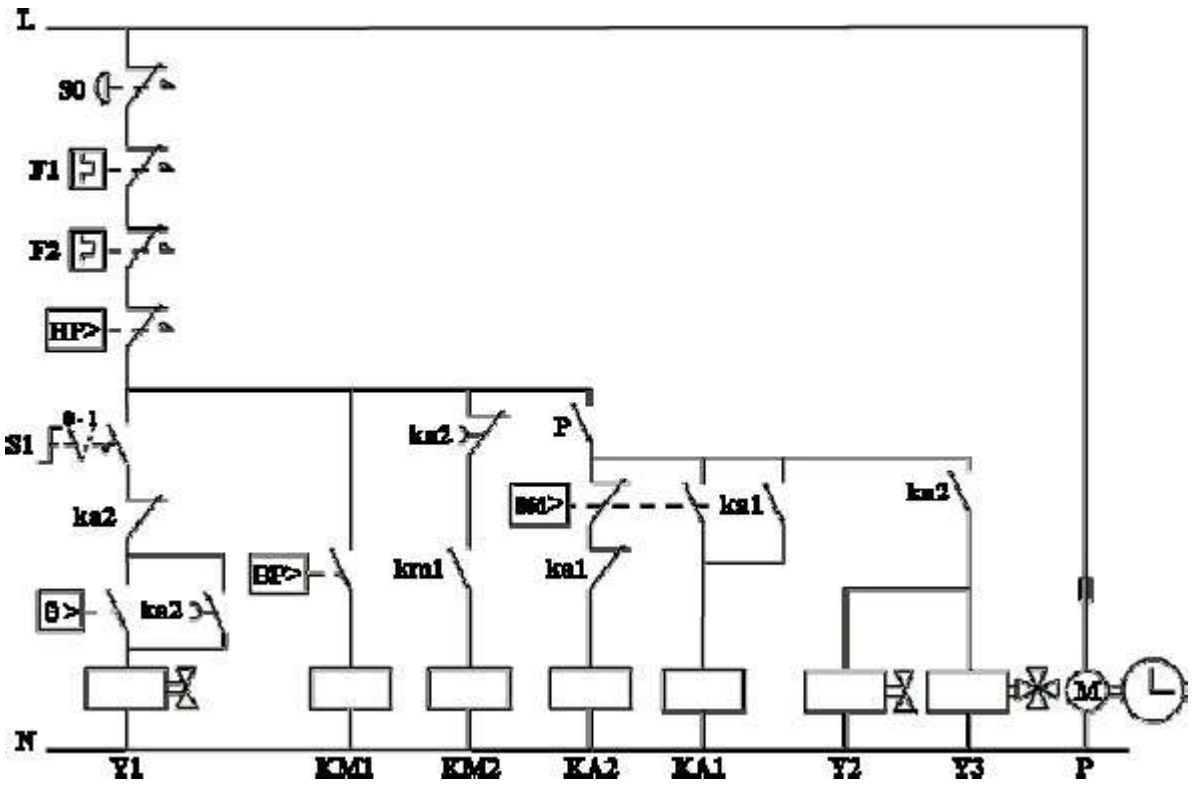


Figure III-6.2 Schéma électrique de commande du dégivrage par résistances.

Légende :
KM1 = groupe de condensation
KM2 = ventilateur de l'évaporateur
q > = thermostat de régulation
S1 = commutateur marche/arrêt

S0 = arrêt d'urgence
HP> = pressostat HP sécurité
BP> = pressostat BP régulation
F1 = relais thermique du groupe de condensation
KM1 = contacteur du groupe de condensation
F2 = relais thermique du ventilateur d'évaporateur
KM2 = contacteur du ventilateur d'évaporateur
KA2 = relais de dégivrage équipé d'un additif temporisé repos
KA1 = relais "single dégivrage
"Y1 = électrovanne ligne liquide (NF)
Y2 = électrovanne NO entrée réservoir de liquide
Y3 = vanne d'inversion de cycle
P = pendule de dégivrage

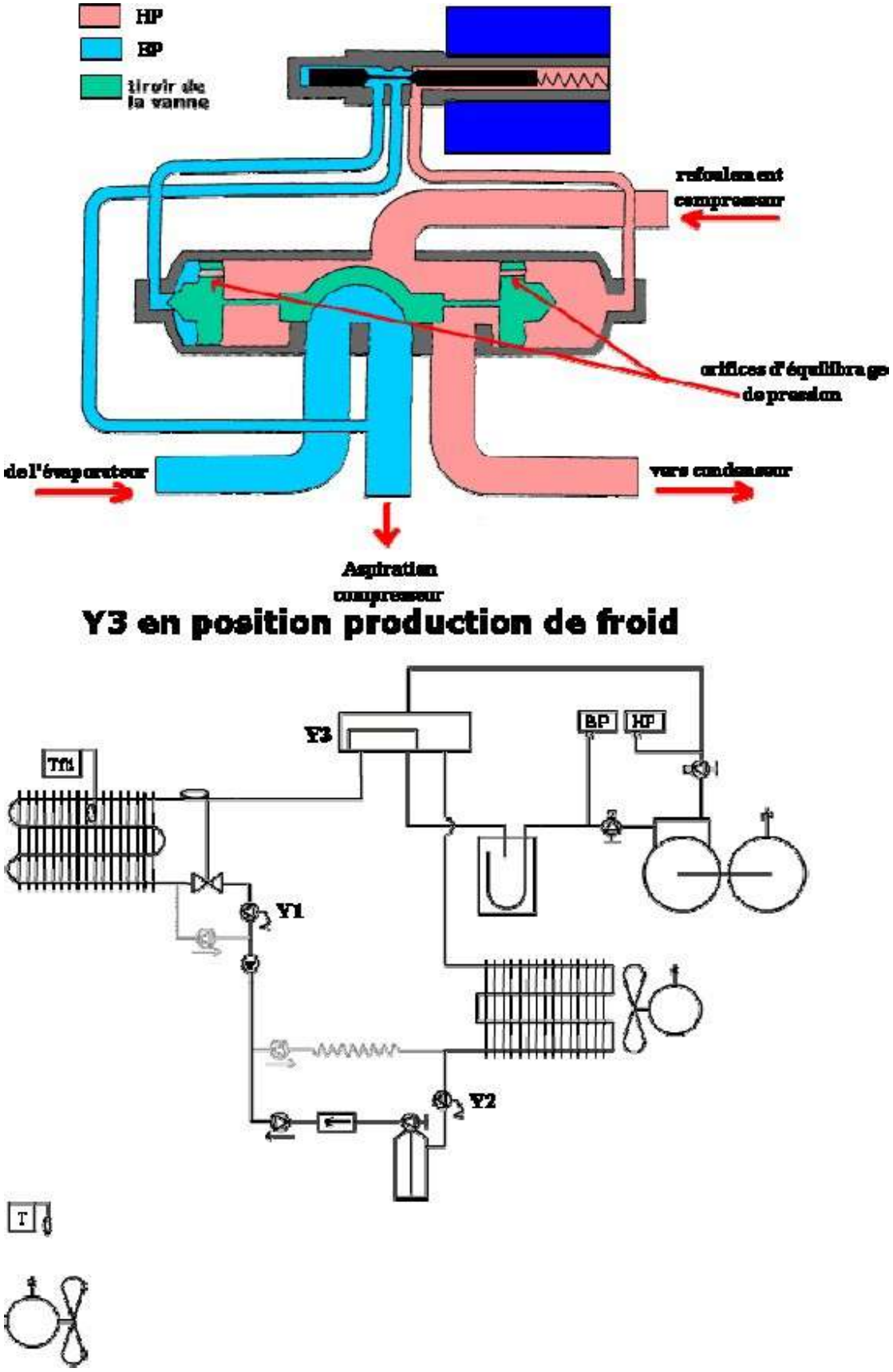


Figure III-6.3 Schéma de la vanne 4 voies Y3 non alimentée.

Le tiroir de la vanne 4 voies est commandé par une vanne 3 voies pilote grâce au jeu des pressions. En mettant l'aspiration en contact avec la partie gauche de la vanne, on collele tiroir vers la gauche en faisant une détente à l'aide du compresseur par le trou d'équilibrage. A droite, il règne la même pression (HP) de part et d'autre du tiroir car la voie est isolé eau niveau de la vanne 3 voies de pilotage.

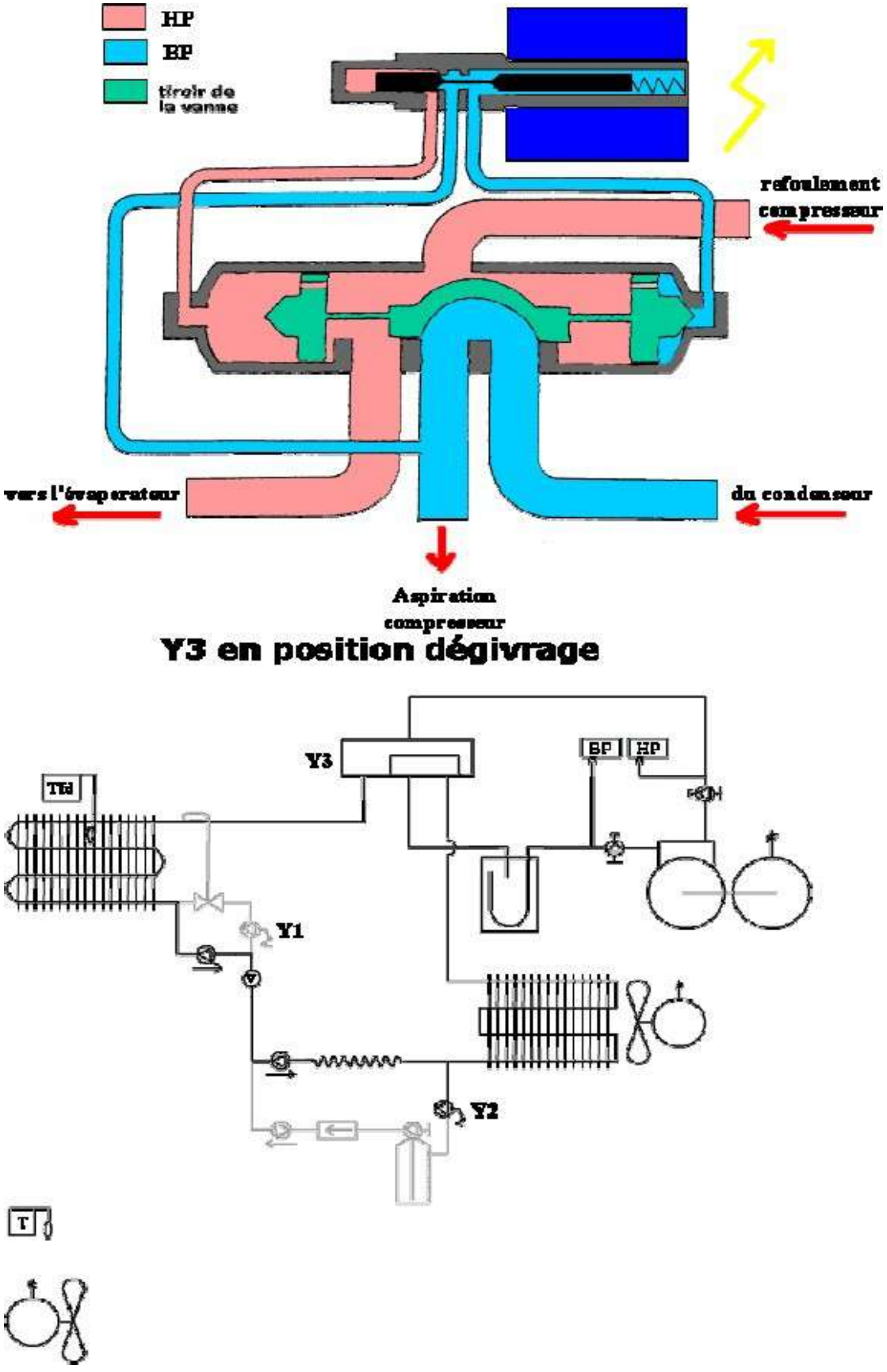


Figure III 6-4.Schéma de la vanne 4 voies Y3 alimentée.

L'aspiration est en contact avec la partie droite de la vanne, le tiroir est collé vers la droite grâce à la détente crée par le compresseur au travers du trou d'équilibrage. A gauche, il règne la même pression (HP) de part et d'autre du tiroir car la voie est isolé eau niveau de la vanne 3 voies de pilotage.

Modélisation de la formation du givre

IV.1. Introduction :

Dans ce chapitre, un programme utilisant le langage FORTRAN a été développé pour calculer le flux de chaleur échangé dans un évaporateur industriel. Le transfert thermique est considéré par conduction, convection et changement de phase (formation du givre). L'ordre opérationnel principal est la détermination de valeur de la température de l'interface air-givre en utilisant la méthode numérique de Newton – Raphson.

IV.2. Modélisation :

La figure VI.1 schématise le principe et définit les quantités physiques importantes du modèle.

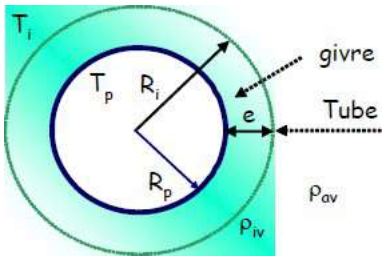


Figure V-1. Schéma de principe

Le bilan d'énergie à l'interface air-givre nous dit que le flux de chaleur par conduction est égal à la somme des flux de chaleur par convection forcée et par changement de phase. Parailleurs, acceptant que le mécanisme de formation de givre reste suffisamment lent pour négliger le taux de variation de l'énergie interne, une formulation quasi stationnaire de la densité de flux de chaleur par conduction à l'interface permet d'écrire l'équation suivante :

$$-k_g \left.\frac{dT}{dr}\right|_{R_i} = h_c (T_a - T_i) + \dot{\Gamma} \mathcal{L}_{sv} = k_g \frac{(T_i - T_p)}{R_i \ln\left(\frac{R_p}{R_i}\right)} \qquad \text{(IV.1)}$$

Où k_g est la conductivité thermique moyenne sur l'épaisseur de la glace, h_c le coefficient de transfert de chaleur par convection déduit des corrélations classiques du nombre de Nusselt, et L_{sv} la chaleur de transformation vapeur-solide. La densité de flux de vapeur d'eau qui se solidifie, Γ, est fonction du potentiel de concentration massique entre le courant gazeux et l'interface:

$$\acute{\Gamma} = h_m \ (\rho_{v\infty} - \rho_{vi}) \quad \text{(IV-2)}$$

h_m est le coefficient de transfert de matière supposé comme h_c, constant.

Le coefficient d'échange par convection h_c est calculé par la formule suivante :

$$h_c = \frac{Nu \times k_{air}}{D_i} \quad \text{(IV-3)}$$

Pour le cas de convection forcée, le nombre de Nusselt « Nu » sera calculé par la corrélation suivante (écoulement perpendiculaire à un cylindre circulaire) :

$$Nu = C\ Re^n Pr^{1/3} \quad \text{(IV-4)}$$

Où : Re et Pr sont respectivement les nombres de Reynolds et de Prandtl donnés par :

$$Re = \frac{\rho_{air} \times v_{air} \times D_i}{\mu_{air}} \quad \text{(IV-5)}$$

$$Pr = \frac{Cp_{air} \times \mu_{air}}{k_{air}} \quad \text{(IV-6)}$$

Les valeurs des coefficients « C » et « n » sont données par le tableau suivant [22] :

Re	***C***	***n***
0,4- 4	0,989	0,330
4 -40	0,911	0,385
40-4000	0,683	0,466
4000-40000	0,193	0,618
40000-250000	0,0266	0,805

Tableau (IV.1) : Valeurs des coefficients « *C* » et « *n* »

Le coefficient de transfert de matière h_m est défini par :

$$h_m = \frac{h_c}{Le \times Cp_{air}} \quad \text{(IV-7)}$$

Où : Le est le nombre de Lewis supposé égale à 1.

La fermeture du modèle demande deux équations constitutives. Différentes études reprises dans la littérature s'accordent sur une relation linéaire entre la masse volumique moyenne ρ_g et la conductivité thermique moyenne k_g du givre [23] :

$$k_g = \beta \rho_g \quad \text{(IV-8)}$$

Dans cette simulation le coefficient β est pris égal à 0.0012 comme le suggèrent les travaux de Seker et al [24].

La seconde équation constitutive est déduite des travaux de Hayashi et al [25] ainsi que Fossa et Tanda [26] ; elle relie la masse volumique moyenne sur l'épaisseur et la température du givre à l'interface pour la plage allant de 248 K à 273 K:

$$\rho_g = C_o e^{b(T_i - T_0)} \quad \text{(IV-9)}$$

C_o, b et T_0 valent respectivement 650 kg/m^3, 0.227 K^{-1} et 273,15 K.

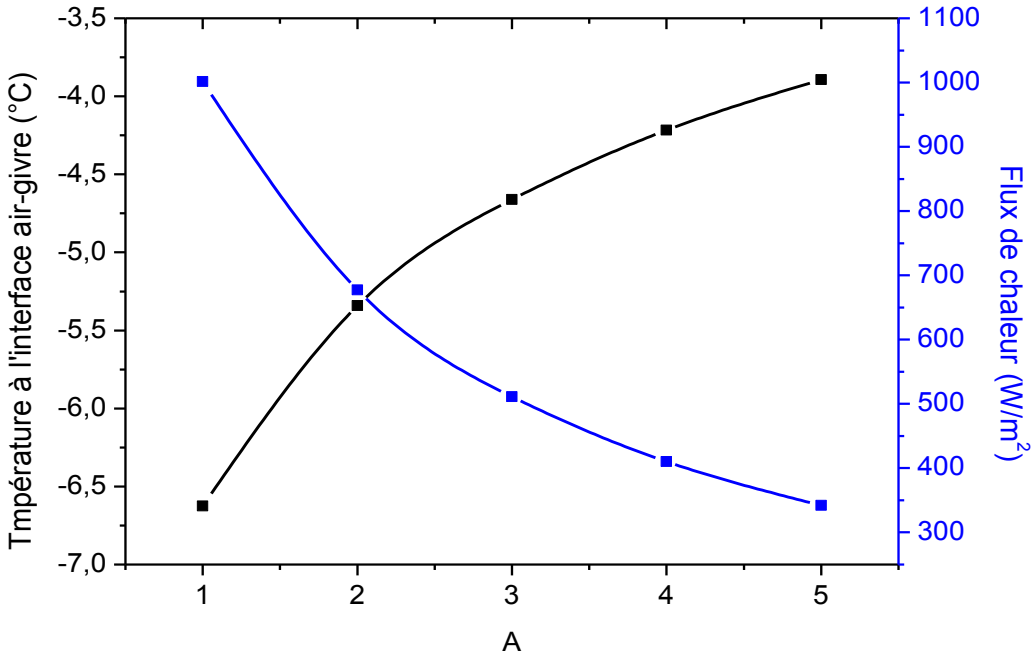
IV.3. Résultats et discussion :

IV.3.1. Effet de l'épaisseur du givre :

La figure IV.2 montre l'évolution de la température d'interface air-givre et la densité du flux thermique en fonction de l'épaisseur de givre pour le cas d'un tube d'évaporateur de 3mm de diamètre extérieur, maintenu à – 6°C et placé dans une chambre froide dont la température est 0°C et l'humidité relative est 80% (chambre de conservation de viande par exemple).La vitesse de l'air est fixée à 2,5 m/s. Comme le montre la figure, une augmentation de l'épaisseur de gel entraîne une augmentation de la température à l'interface du givre et par conséquent une diminution des échanges de chaleur entre l'évaporateur et l'air de la chambre ce qui a pour effet une dégradation de la performance de la machine frigorifique (diminution du COP).

IV.3.2. Effet de la vitesse de l'air :

L'influence de la vitesse de l'air est représentée sur la figure (IV.2) (a) et (b). On remarque que la couche du givre est plus épaisse pour les grandes vitesses de l'air. Ceci est dû principalement à la diminution de la résistance thermique par convection à la surface. Ceci explique les cycles de dégivrage fréquents pour les chambres de congélation et les tunnels de surgélation où les vitesses de l'air sont sensiblement élevées.



Epaisseur de givre (mm)

Figure IV.2 Évolution de T_i et q en fonction de e_g

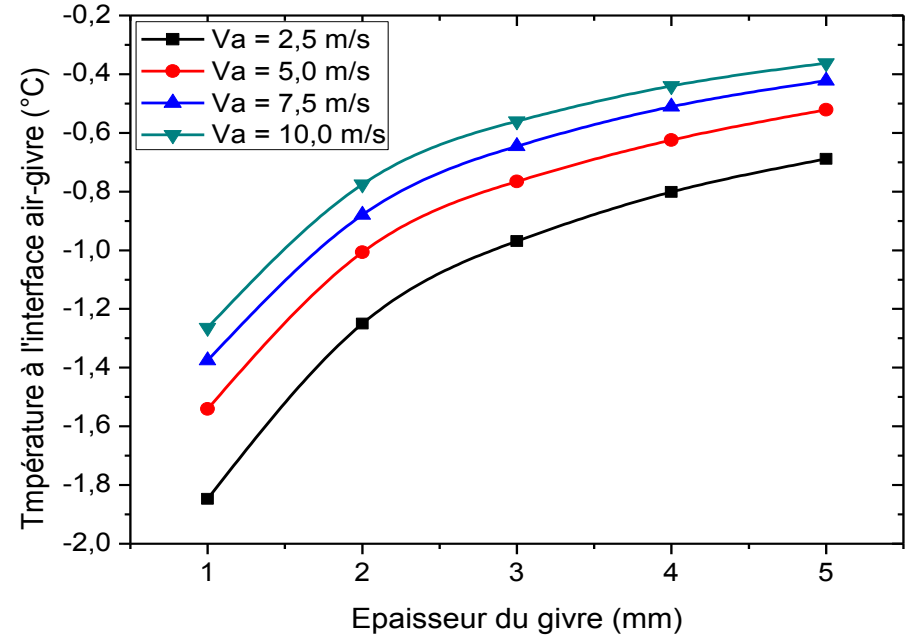
IV.3.3. Effet du rayon du tube :

L'effet du rayon du tube de l'évaporateur sur le grossissement de la couche de givre est illustré sur la figure (IV.3) (a) et (b). On constate ici que la couche de givre sera d'autant plus fine que le tube est de gros diamètre. On remarque ainsi que, pour des épaisseurs de gel dépassant 2 mm, le flux thermique échangé dans l'évaporateur devient plus faible pour les gros diamètres de tube. En effet, un accroissement de l'épaisseur du givre augmente la résistance thermique due à la conduction et en même temps diminue linéairement la résistance thermique de la surface extérieure. Comme la résistance thermique totale est proportionnelle à la somme de ces deux résistances, la quantité de chaleur transmise peut augmenter si le rayon du tube est augmenté.

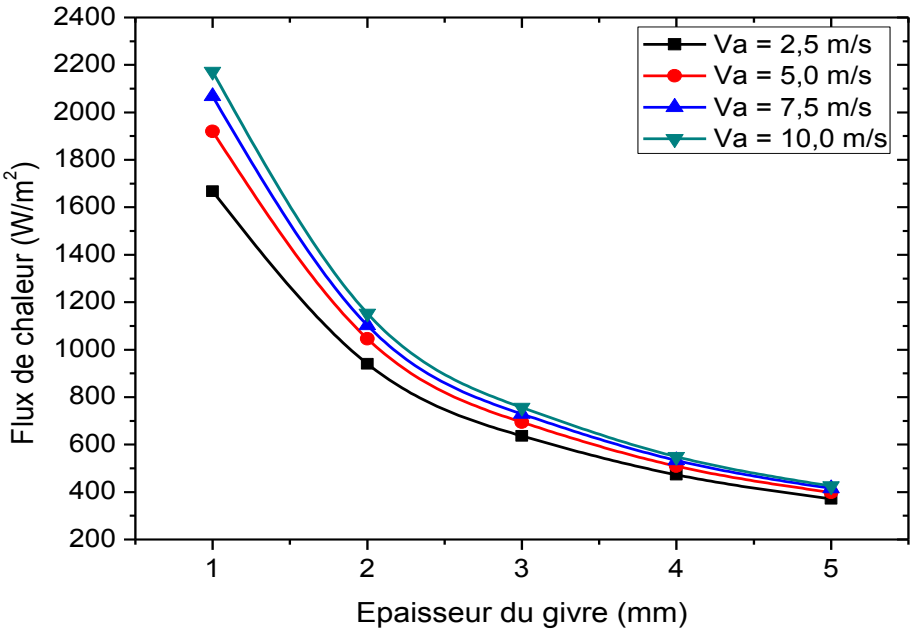
IV.3.4. Effet du coefficient β :

Dans la figure (IV.4) (a) et (b), l'effet du paramètre β est mis en évidence. Comme le montre la figure, la couche du givre est plus épaisse pour les faibles valeurs de β . Ceci est dû à la diminution linéaire de la conductivité thermique du givre (voir équation (IV-8))

augmentant ainsi la résistance thermique globale. Par ailleurs, l'influence de ce paramètre semble moins importante que pour les cas précédents.

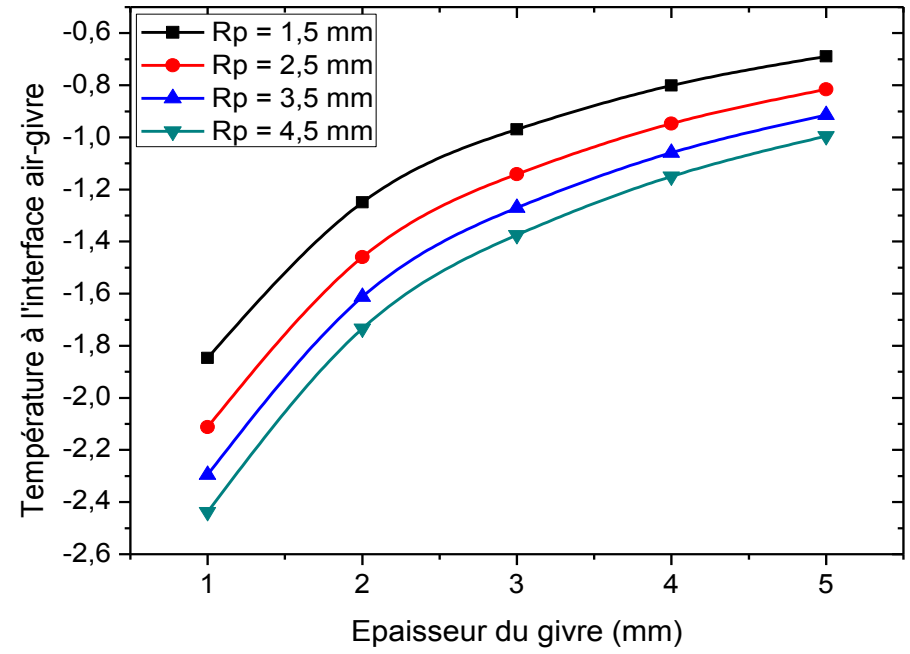


(a)

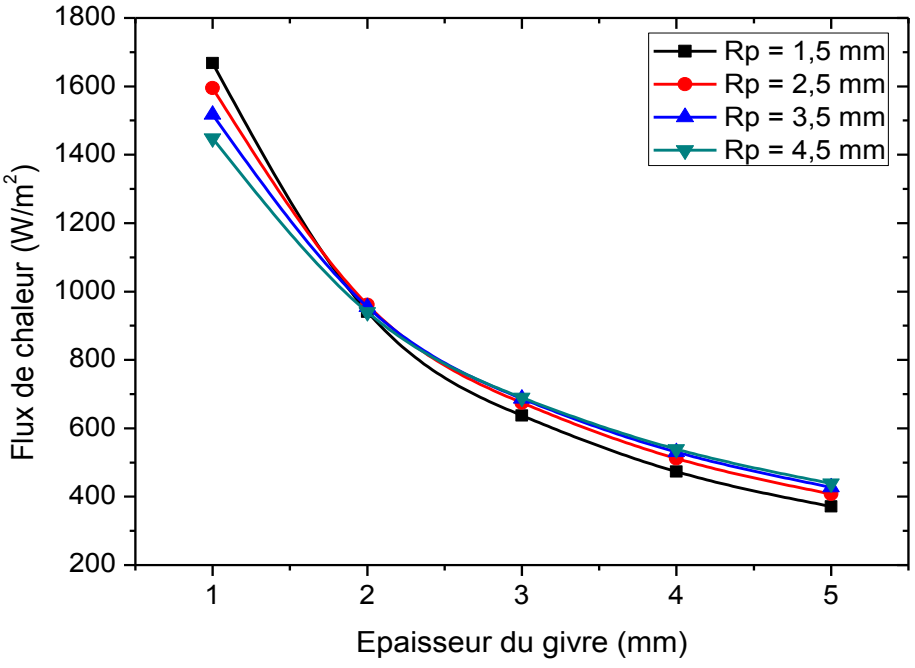


(b)

Figure IV.3 Effet de la vitesse de l'air sur la formation du givre

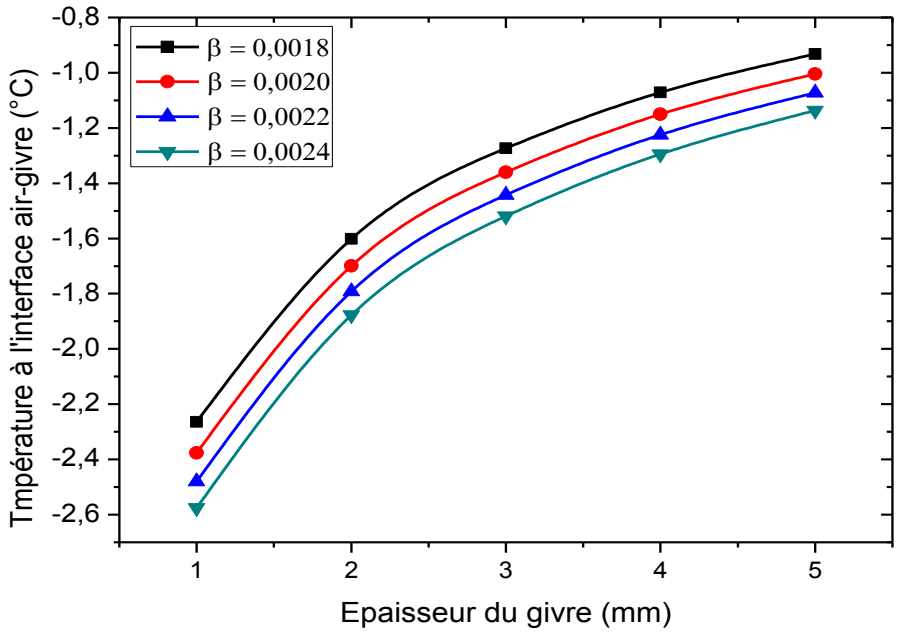


(a)

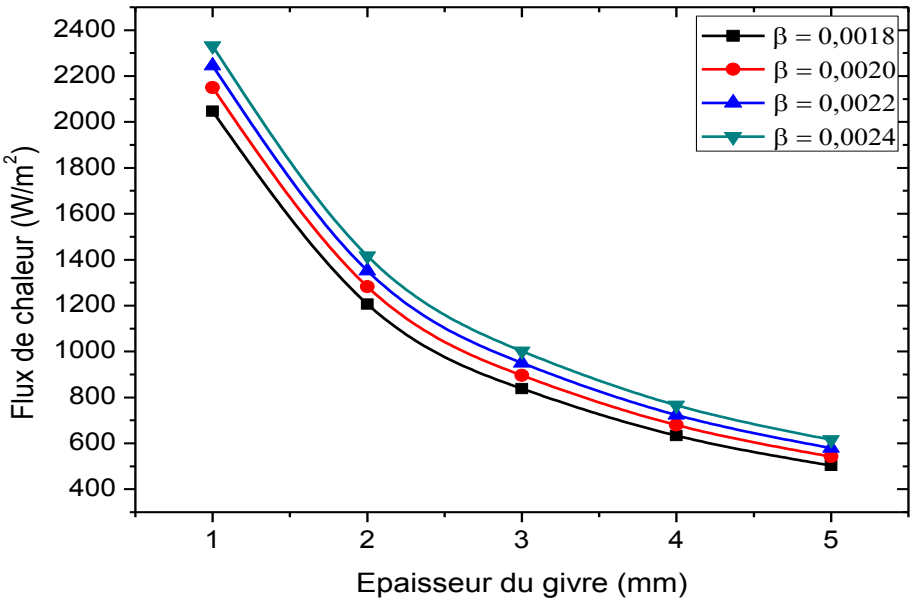


(b)

Figure IV.4 Effet du rayon de tube sur la formation du givre



(a)



(b)

Figure IV.5 Effet du coefficient β sur la formation du givre

Conclusion

La formation de givre diminue les performances de l'évaporateur (réduction importante de la section de passage de l'air donc des échanges thermiques), aussi il est prévu des opérations de dégivrage pour enlever régulièrement ce givre. Dans ce mémoire, une modélisation de la formation de givre sur les surfaces des évaporateurs a été proposée. La simulation met l'accent sur l'effet de l'épaisseur du gel, de la vitesse de l'air, du rayon du tube…

Les résultats obtenus montrent ce qui est physiquement évident : une dégradation des performances de la machine frigorifique avec le grossissement de l'épaisseur du givre dû à la diminution des échanges thermique au niveau de l'évaporateur. Les résultats montrent par ailleurs que la couche de givre sera plus fine pour les gros diamètres de tubes et les faibles vitesses de l'air.

Enfin, une représentation plus réaliste de l'évolution du givre ne sera possible qu'après une modélisation temporelle de la couche de gel et la validation du modèle développé avec les résultats expérimentaux disponibles.