

République Algérienne Démocratique et Populaire

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

CENTRE UNIVERSITAIRE LARBI BEN M'HIDI - OUM EL BOUAGHI

Département de génie civil

N° d'ordre :

Série :

42

MEMOIRE
PRESENTE POUR OBTENIR LE DIPLOME DE MAGISTER
EN GENIE CIVIL

OPTION
INSTALLATIONS THERMIQUE CIVIL ET INDUSTRIELLES

THEME

**ETUDE EVALUATION DES PERFORMANCES DES
ECHANGEURS DE CHALEUR UTILISANT LES NOUVEAUX
MELANGES DE FLUIDES FRIGORIGENES.**

Présente par
SAIDOUNI OTHMANE.
Soutenue le : / /2008.

Devant le jury :

Président :	A.KAABI	Prof	UNIMENTOURI de Constantine
Rapporteur :	M.S.ROUABAH	MC	UNIMENTOURI de Constantine
Examineur :	Y.KHETIB	MC	UNIMENTOURI de Constantine
Examineur :	A.AYADI	Prof	C.U.LARBI BEN M-oum el Bouaghi

DEDICACE

Je dédie ce modeste travail au souvenir de ma défunte mère, ainsi qu'à mon Père, mes frères et tout l'ensemble de ma famille, et mes camarades.

REMERCIEMENTS

Je souhaite exprimer en premier lieu, ma reconnaissance et ma profonde gratitude et mes fidèles remerciements a Monsieur MS.BOULAHLIB , enseignant au département de génie mécanique,université MENTOURI de Constantine, pour son soutien et son assistance, qui m'ont permis de réaliser et de compléter la partie expérimentale de ce travail,ainsi que la modélisation ,je lui doit tout mes respects.

Je tiens a remercier vivement mon encadreur et mon enseignant Monsieur MS .ROUABAH , Maître de conférence a l'université de MENTOURI de Constantine,pour avoir accepter de m'encadrer et de diriger ce travail, aussi pour sa patience et ses prodigieuses conseils scientifique et morale constructifs,qui m'ont été d'une extrême utilité pour réalise ce travail.

Comme je tiens a exprimer un double remerciements a Monsieur Y.KHETIB , Maître de conférence à l'université de MENTOURI de Constantine ,d'une part pour avoir fait l'honneur de faire partie de ce jury,et d'autre part, pour son encouragement à ma personne ,de poursuivre mes études supérieur.

Tous mes remerciements, et ma gratitude sont adressés à Monsieur A.KAABI, Professeur à l'université de MENTOURI de Constantine, pour avoir l'honneur de présider le jury. Également, de même, tous mes remerciement et ma gratitude sont adressés à Monsieur A.AYADI, Professeur au centre universitaire de OUM EL BOUAGHI, pour accepter De faire honneur de participer à ce jury.

-TABLE DES MATIERES-

	Page
Dédicace	I
Remerciement	II
Table de matières	III
Nomenclature	IV
Liste des illustrations	V
Liste des tableaux	VI
Introduction générale	1
1.1. Introduction	4
1.2. Rôle de l'évaporateur dans une installation frigorifique.	4
1.3. Etude du phénomène de l'évaporation	8
1.4. Les différents types d'évaporateurs	11
1.5. Évaporateur et fluides frigorigènes	12
1.5.1. Les caractéristiques du mélange R410A.	12
2.5.2. Comparaison des fluides frigorigènes R22 et R410A.	13
2.1. Coefficient de transfert thermique global	19
2.2. Méthode de calcul	22
2.2.1. Méthode ΔTLM « différence de température logarithmique moyenne »	22
2.2.2. La méthode NTU « nombre d'unité de transfert »	26
2.2.3. Conclusion	26
2.3. La méthode dite 'GLOBALE'	27
2.4. Corrélations pour le calcul du coefficient de transfert de chaleur moyen	29
2.4.1. Calcul du coefficient de transfert thermique côte fluide (interne)	29
2.4.2. Calcul du coefficient de transfert thermique côte fluide caloporteur (air)	32
2.5. Les pertes de pression dans un écoulement diphasique	34
3.1. Le modèle de calcul	38
3.1.1. Configuration d'écoulement étudiée	38
3.1.2. Découpage géométrique de l'évaporateur	39
3.2. Développement d'une simulation globale de l'évaporateur	39
3.3. Relations utilisées pour le calcul thermique et hydraulique	40
3.3.1. Calcul thermique	40
3.3.2. Calcul hydraulique « pertes de charges »	46

3.4. Les données nécessaires à l'exécution du programme pour le fluide R22 et R410A	50
3.5. L'organigramme	52
4.1. Présentation du banc d'essai expérimental	62
4.1.1. Caractéristique de la machine frigorifique.	63
4.1.2. Les caractéristiques de la batterie de chauffage électrique à courant transversal	64
4.2. Les appareils de mesures	65
4.3. Analyse du cycle avec différentes températures de l'air à l'entrée (en amont) de l'évaporateur.	66
4.3.1. Résultats des essais (mesures)	66
4.3.2. Analyse thermique de l'échangeur (évaporateur)	67
4.3.3. Les erreurs sur les mesures	71
5.1. Résultats de la modélisation	73
5.2. Comparaison des résultats expérimentaux et ceux issus de la modélisation pour le fluide pur R22.	81
5.2.1. Résultats de la comparaison pour le R22 modèle et expérimental	81
5.2.2. Analyses	83
5.3. Comparaison des résultats de la modélisation, R22 et l'azéotrope R410A	86
5.3.1. Résultats obtenus	86
5.3.2. Analyses et commentaire	89

Conclusion générale.

Annexe 1. Les fluides frigorigènes et leurs impacts sur l'environnement.

Annexe 2. Problèmes de fonctionnement des échangeurs.

Annexe 3. Les propriétés thermo-physiques de l'air sec.

Annexe 4. Modèle de Gungor et Winterton.

Annexe 5. Le programme de calcul

Bibliographies.

Nomenclature.

q :	le flux de chaleur
c_p :	la chaleur massique a pression constante (J/kgK)
c_{pair} :	chaleur spécifique d l'air (J/kgK)
e_a :	épaisseur de l'ailette (m).
ΔT_{LM} :	la différence de températures logarithmique moyenne ($^{\circ}\text{C}$).
d_e :	diamètre extérieur du tube (m)
d_i :	diamètre intérieur du tube (m)
d_{cu} :	diamètre de cuivre(m).
D_H :	le diamètre hydraulique (m).
F :	coefficient de frottement
g :	accélération de la pesanteur (9.81m/s).
h :	l'enthalpie massique(J/kg)
h_{e_a} :	l'enthalpie de l'air à l'entrée
h_{s_a} :	l'enthalpie de l'air à la sortie.
$L_{V_{R22}}$:	chaleur latente d'évaporation du R22
L :	longueur de tube (m)
l :	largeur de tube (m)
b :	le pas longitudinal
a :	le pas transversal
n_r :	le nombre de rang
n_a :	le nombre d'ailette par mètre
n_0 :	nombre d'ailettes par mètre/de longueur du tube.
c :	espacement entre ailettes
n_t :	le nombre de tubes
p :	la pression du fluide (Pa)
p_c :	la pression de condensation(haute pression) (Pa).
x :	le titre de vapeur en (%).
S :	la surface en (m^2)
S_T :	la surface extérieure totale par mètre de longueur de tube (m^2/m).
S_a :	la surface des ailettes par mètre de longueur de tube (m^2/m)

S_{int} :	la surface intérieure des tubes par mètre de longueur de tube (m^2/m)
S_{ext} :	la surface extérieure des tubes par mètre de longueur de tube (m^2/m)
S_{nette} :	la surface nette par mètre de longueur de tube (m^2/m)
S_{etr} :	la surface étroite (m^2)
S_{fr} :	surface frontale (m^2)
T :	la température en ($^{\circ}C$).
G :	vitesse massique du fluide frigorigène (kg/m^2s).
G_a :	débit de l'air (kg/s)
G_{R22} :	débit de fluide frigorigène R22 (kg/s)
G_{R410A} :	débit de mélange azéotrope R410A (kg/s)
G_{va} :	débit volumétrique de l'air (m^3/s).
T_{ea} :	température d'entrée d'air ($^{\circ}C$).
T_{sa} :	température de sortie de l'air (refoulement) ($^{\circ}C$).
T_{ma} :	température moyenne de l'air ($^{\circ}C$).
T_{sat} :	température de saturation
T_p :	la température de paroi de tube ($^{\circ}C$).
V :	vitesse en (m/s).
V_{etr} :	vitesse étroite entre les tubes
V_{R22} :	vitesse du fluide frigorigène R22.
V_{R410A} :	vitesse du fluide frigorigène R410A
V_{fr} :	vitesse frontale.
$\Delta T_{surchauffe}$:	écart de surchauffe ($^{\circ}C$).
U :	coefficient global de transfert thermique (W/m^2K)
R :	somme des résistances thermiques
ptd :	pas transversal basé sur le diamètre extérieur
pld :	pas longitudinal basé sur le diamètre extérieur
plH :	pas longitudinal rapportée au diamètre hydraulique

Lettres grecques

η_a :	l'efficacité de l'ailette.
η_g :	l'efficacité globale de la surface ailette
α_{int} :	Coefficient de convection interne (côte fluide) (W/m ² K)
α_{ext} :	Coefficient de convection externe (côte air) (W/m ² K)
α_{app} :	Coefficient apparent de transfert de chaleur (côte air) (W/m ² K)
μ :	la viscosité dynamique du fluide (Pa.s)
λ :	la conductivité thermique (W/mK).
λ_g :	la conductivité thermique du givre (W/mK).
λ_h :	la conductivité thermique de la l'huile(W/mK).
ν :	la viscosité cinématique du fluide (m ² /s)
ρ :	la masse volumique (kg/m ³)
Φ_g :	rapport des surfaces nettes.
Φ_L :	rapport des surfaces des ailettes.
δ :	angle en degré celsius.
δ_g :	épaisseur du givre (mm)
ξ :	coefficient de dépôt d'humidité.
ζ :	coefficient de pertes de charge.

Groupements adimensionnels

Re	Nombre de REYNOLDS	$Re = \frac{G.d}{\mu}$
Pr	Nombre de PRANDLT	$Pr = \frac{\mu.Cp}{\lambda}$
Nu	Nombre de NUSSELT	$Nu = \frac{h.l}{\lambda}$
Fr.	Nombre de FROUDE	$Fr_L = \frac{G^2}{\rho^2.g.d}$

Xtt Paramètre de L-MARTINELLI

$$X_{tt} \cong \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.1}$$

Bo Nombre d'ébullition

$$Bo = \frac{q}{\Delta h_{LV} G}$$

-LISTE DES FIGURES-

figure1.1 Schéma d'une installation frigorifique.	5
figure1.2 Schéma représentant le fonctionnement d'un évaporateur.	5
figure1.3 Processus à l'intérieur d'un évaporateur	6
figure1.4 Configurations d'écoulement dans un tube vertical	10
figure1.5 Configurations d'écoulement dans un tube horizontal	11
figure1.6 Diagramme T-S montrant une comparaison des points critiques	16
figure1.7 Variation de l'effet frigorifique relatif.	17
Figure. 2.1 Tube d'un évaporateur	19
figure3.1 Coupe de l'évaporateur (longitudinal et transversal)	43
figure 4.1 Banc expérimental	62
figure 4.2 Synthèses des mesures expérimentales	68
figure4.3 Les surfaces d'évaporation et de surchauffe en pourcentage.	69
figure4.4 Variation de T_p en fonction de la température d'entrée d'air tea	69
figure4.5 Variation de T_{sa} en fonction de la température d'entrée d'air Tea	70
figure5.1 Profil du coefficient d'échange global (U).	73
figure5.2 Profil du coefficient d'échange thermique extérieur (cote air)	74
figure5.3 Profil de la température de paroi	75
figure5.4 Profil de l'efficacité de l'ailette	76
figure5.5 Profil de l'efficacité globale	77
figure5.6 Profil de coefficient d'échange apparent	78
figure5.7 Profil des pertes de charge extérieures	80
figure5.8 Profil des pertes de charge internes	80
figure5.9 Comparaison de T_p (expérimentale et modélisation)	81
figure5.10 Comparaison de T_{sa} (expérimental et modélisation)	82
figure5.11 Evolution de l'évaporation à l'intérieur d'un tube vertical	83

figure5.12 Evolution de l'évaporation a l'intérieur d'un tube horizontal	84
figure5.13 Comparaison du coefficient d'échange global (U) pour les deux fluides.	86
figure5.14 Comparaison du coefficient d'échange thermique intérieur (α_{int}) pour les deux fluides	87
figure5.15 Profil de pertes de charges interne pour le fluide pur R22 et le R410A.	88

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1.1 Fluides de remplacement du R22	13
Tableau 1.2 Comparaison des fluides frigorigènes	14
Tableau 1.3 Performance thermodynamique du R410A, en tant que frigorigène	15
Tableau 2.1 Tableau récapitulatif des deux méthodes { ΔTLM et εNTU }	27

Introduction Générale.

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie et donc, par voie de conséquence, de protection de l'environnement. Une grande part de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés. Ils sont utilisés principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agro-alimentaire, production d'énergie, froid, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.). Ils constituent donc un des dispositifs clé du thermicien, et sont un composant quasi inévitable dans la maîtrise de l'énergie.

Dans ce travail, nous nous sommes intéressés à l'étude des performances d'un évaporateur particulier ; celui équipant les climatiseurs ENIEM 2CV. Notre choix a été dicté principalement par le fait que l'évaporateur représente le but principal d'une installation frigorifique. Donc, il est essentiel de prendre soin de son calcul et de sa conception afin qu'il remplisse son rôle parfaitement et convenablement.

Nous avons essayé de déterminer l'influence de la température extérieure sur les performances de l'évaporateur ; pour ce faire, nous avons réalisé une étude expérimentale et une modélisation basée sur des formules empiriques existantes et pour laquelle nous avons élaboré un programme de calcul afin de faciliter l'étude paramétrique envisagée.

Dans une étude concernant un évaporateur, il est indispensable de présenter quelques bases de thermique permettant de concevoir et dimensionner des échangeurs, notamment en présence de changement de phase. C'est pourquoi, dans le premier chapitre, nous allons discuter le rôle de l'évaporateur dans une installation frigorifique, les principes de l'ébullition convective, les différents types d'évaporateurs et finalement l'importance du choix du fluide frigorigène.

Alors que dans le second chapitre, nous allons présenter les principales méthodes de dimensionnement des échangeurs de chaleur et nous donnerons les principales corrélations utilisées pour le calcul du coefficient de transfert de chaleur et celles utilisées pour le calcul des pertes de charges pour les deux côtés (air et fluide frigorigène).

Dans ce travail, nous nous intéressons à un type particulier d'évaporateur. De ce fait, dans la modélisation se fera sur la base des caractéristiques géométriques de cet évaporateur.

Dans le troisième chapitre, nous allons présenter les différentes phases de calcul ainsi que les formules et les corrélations utilisées afin d'atteindre notre objectif ; celui de déterminer l'influence du climat extérieur sur le comportement de l'évaporateur. Nous trouverons ainsi, dans ce chapitre, la modélisation thermique et hydraulique de l'évaporateur, les caractéristiques et les propriétés des fluides évoluant dans l'évaporateur ainsi que les caractéristiques géométriques de ce dernier et finalement l'organigramme qui a permis d'élaborer le programme de calcul que nous trouverons en annexe.

Dans le chapitre quatre, nous trouverons les détails du dispositif expérimental utilisé, les mesures effectuées et les résultats des mesures.

Enfin le cinquième chapitre regroupe les résultats de la modélisation obtenus à l'aide du programme de calcul élaboré dans le cadre de ce travail pour les deux fluides R22 et R410A ainsi que les commentaires et analyses relatifs à la comparaison des résultats de la modélisation et ceux des expériences réalisées. Les résultats de la modélisation et ceux issus des expériences concernent aussi bien l'aspect transfert thermique au niveau de l'évaporateur (coefficient d'échange interne, température de paroi, puissance échangée, efficacité de l'échangeur, etc.) que les pertes de charges.

Concernant la comparaison des résultats de la modélisation aux résultats expérimentaux pour le fluide frigorigène R22, nous nous sommes intéressés particulièrement à l'évolution de la température de paroi en fonction de la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur. Alors que, pour la comparaison des performances des deux fluides frigorigènes, à savoir le R22 et le R410A, ce sont les coefficients d'échanges interne et global et les pertes de charges qui ont été utilisés.

CHAPITRE 1.

ETUDE DES EVAPORATEURS

L'évaporateur est la source de production de froid, c'est-à-dire le but final et principal de l'installation frigorifique. Pour cela, il faut prendre soin de son calcul et de sa conception afin qu'il remplisse son rôle parfaitement et convenablement. Une erreur de calcul de l'évaporateur peut entraîner un mauvais fonctionnement de l'installation.

Dans ce travail, nous nous intéressons particulièrement aux évaporateurs et, de ce fait, dans ce chapitre, nous allons discuter le rôle de l'évaporateur dans une installation frigorifique, les principes de l'ébullition convective, les différents types d'évaporateurs et finalement l'importance du choix du fluide frigorigène.

1.1. INTRODUCTION.

L'échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid avec ou sans contact direct entre les deux fluides. Le même fluide peut conserver son état physique (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases : c'est le cas des condenseurs, évaporateurs, bouilleurs ou des tours de refroidissement.

En principe, pour les échangeurs les plus courants dans l'industrie, les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi ou cloison à faible inertie thermique à travers laquelle les échanges se font par conduction. En effet, la chaleur que l'un des fluides cède à la paroi par convection le long de la surface de contact est transférée par conduction, et cédée à l'autre fluide par convection le long de l'autre face. Le rayonnement n'intervient de manière significative que s'il existe des différences de température très importantes entre un fluide semi transparent et la paroi.

De par leurs différentes applications, les caractéristiques des échangeurs se situent dans une gamme très étendue en encombrement, en puissance échangée, en pression et en température. Les exigences de fonctionnement, les différentes normes pour la conception de tels appareils, les technologies ainsi que les matériaux utilisés sont inévitablement variés et difficilement comparables. Il devient donc difficile d'établir une classification rigoureuse sans faire le choix incontestablement restrictif d'un critère. Le plus souvent, les échangeurs de chaleur sont classifiés selon la configuration d'écoulement des fluides considérés et selon leur type de construction.

1.2. ROLE DE L'EVAPORATEUR DANS UNE INSTALLATION FRIGORIFIQUE.

L'évaporateur est un échangeur thermique qui assure le passage de la chaleur du milieu à refroidir au fluide frigorigène. Ce flux calorifique ayant pour effet la vaporisation du fluide frigorigène liquide contenu dans l'évaporateur. Donc, il est essentiel que cet appareil ait un bon coefficient de transfert thermique (U) afin que le passage du flux frigorigère du milieu extérieur au fluide frigorigère se fasse pour une surface déterminée de l'appareil et pour une différence de température entre le milieu extérieur à refroidir et la température de vaporisation du fluide frigorigère. Le choix du fluide frigorigère permettant d'atteindre l'objectif final est également très important.

L'emplacement d'un évaporateur dans une installation frigorifique est représenté sur la figure 1.1.

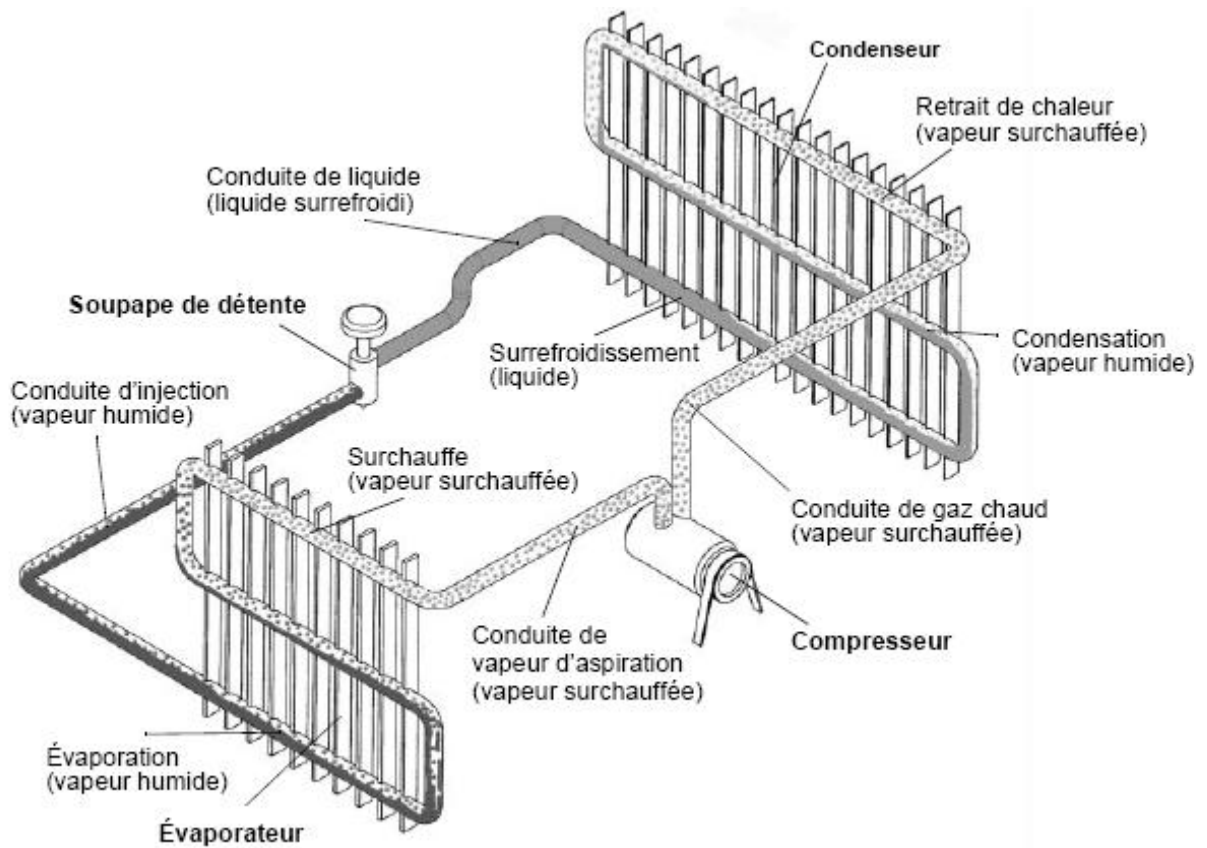


Figure 1.1 : Schéma d'une installation frigorifique [1]

Et, schématiquement le fonctionnement de l'évaporateur est représenté par la figure 1.2 :

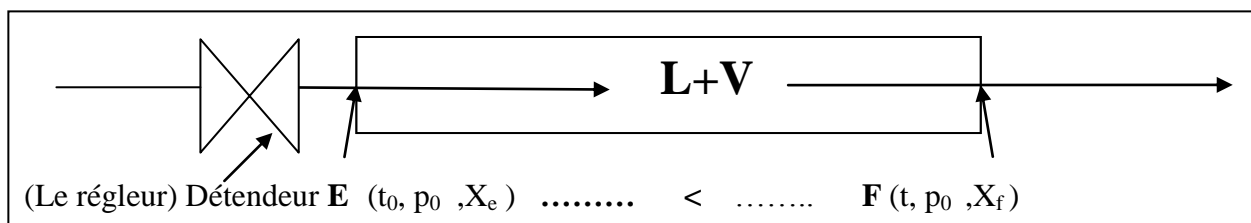


Figure 1.2 : Schéma représentant le fonctionnement d'un évaporateur [4].

En général, l'évaporateur est rempli d'un mélange hétérogène de liquide et de vapeur. Le titre de vapeur, dont la valeur X_e à l'injection est fonction de la nature du frigorigène, de la température d'arrivée du liquide au détendeur et de celle de vaporisation, augmente constamment pendant la progression du mélange (liquide+vapeur) dans l'évaporateur pour devenir égale à l'unité à la sortie de l'évaporateur ($X_s=1$).

PROFIL DES TEMPERATURES ET EFFETS DE LA PRESSION DANS UN EVAPORATEUR.

Pour simplifier l'approche, nous considérons un échangeur coaxial dans lequel les fluides circulent à contre-courant.

Le profil de température de base pour un évaporateur avec une source de chaleur en phase liquide ou en phase gazeuse est représenté sur la figure 1.3. Et, comme on peut le voir, la température du réfrigérant doit être au-dessous de celle de la source de chaleur.

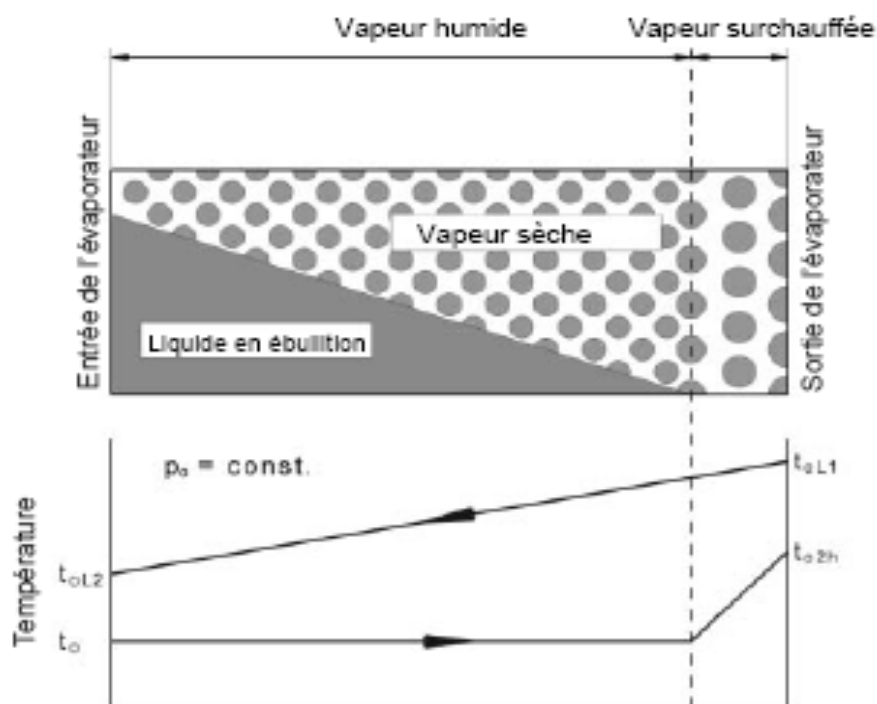


Figure 1.3 : Processus à l'intérieur d'un évaporateur [1]

A l'intérieur de l'évaporateur [2] :

-le fluide frigoporteur est refroidi essentiellement dans la zone de changement de phase du fluide frigorigène, alors que dans la zone de surchauffe de vapeur, le profil de température du fluide frigoporteur est quasiment plat (voir figure 1.3).

- La phase liquide est vaporisée dans une grande partie de cet appareil : pour les fluides purs (R22, R134a, propane) ou les mélanges azéotropes (R410A), l'évaporation est réalisée, si les pertes de pression sont négligeables, à température constante jusqu'à l'obtention d'un titre de vapeur proche de l'unité. Par contre le mélange R407C, par exemple, qui constitue un mélange zéotrope, la vaporisation se réalise à température croissante pour des pertes de pression négligeables. En effet, pour ce fluide, la vaporisation débute à une température légèrement supérieure à la température de bulle et se termine à la température de rosée.

Dans la zone dite de surchauffe qui suit la zone d'évaporation, l'écoulement est constitué essentiellement d'un débit de vapeur ainsi que d'un film liquide très riche en huile de lubrification : l'échange thermique qui intervient dans cette zone, permet l'élévation de température de la vapeur jusqu'à une valeur de consigne régulée par le dispositif de détente de la machine frigorifique mais également la vaporisation d'une partie du fluide frigorigène dissout dans le film liquide.

Les performances de l'évaporateur sont soumises à l'influence des pertes de charges (les pertes de pression dans la zone d'évaporation se traduisent, pour les fluides purs et les mélanges azéotropes, par une diminution de la température de saturation en sortie d'évaporateur). En effet, le fluide frigorigène en contact thermique avec un fluide plus chaud est néanmoins refroidi à cause des pertes de pression dans l'évaporateur. Pour un mélange zéotrope, tel que le R407C, les pertes de pression impliquent une limitation de l'accroissement de température voire, dans certaines conditions, une température constante du fluide frigorigène lorsque la réduction de température compense exactement l'effet de glissement. Dans tous les cas, cette variation de température associée aux pertes de pression implique, pour une puissance thermique échangée et une pression d'aspiration constante, un accroissement de la surface d'échange à installer.

1.3. ETUDE DU PHENOMENE DE L' EVAPORATION.

L'ébullition s'accompagne de la formation de la vapeur dans le liquide qui atteint une température un peu supérieure à celle de saturation du même liquide à pression constante. Ce mode de transfert de chaleur permet l'obtention d'une amélioration d'échange de chaleur liée directement à la valeur de chaleur latente de vaporisation.

En réalité, l'amélioration du coefficient d'échange est due essentiellement à un effet de micro - convection induit par les bulles. Ainsi, le phénomène de formation de bulles joue le rôle d'agitateur détruisant la couche limite qui est la principale résistance au passage de la chaleur entre une paroi solide et un fluide. Les mécanismes physiques des processus de l'ébullition sont extrêmement compliqués et ne peuvent pas être modélisés dans n'importe quel cas avec suffisamment de détail.

Dans ce qui suit, puisque nous nous intéressons uniquement à des échangeurs type tubes à ailettes, nous n'étudierons que le phénomène d'ébullition à l'intérieur des tubes en convection forcée et ceci pour des fluides purs ou en mélange.

Ebullition convective (ébullition en convection forcée) [3].

L'ébullition convective est largement utilisée pour assurer le refroidissement d'ambiances, de liquides, de systèmes, etc. Et, la conception de machines frigorifiques, pompes à chaleur, etc., est basée sur les connaissances des mécanismes contrôlant l'ébullition convective.

En ébullition convective, les échanges thermiques dépendent d'une part, du phénomène de convection forcée, d'autre part, du processus d'ébullition nucléée à partir d'une paroi suffisamment chauffée pour qu'il y ait génération de vapeur. Ces deux mécanismes sont étroitement dépendant l'un de l'autre du fait de la coexistence des deux phases.

En plus des forces visqueuses, d'inertie, de pression caractérisant les écoulements monophasiques, les écoulements diphasiques sont soumis aux forces de tension interfaciales et à l'échange de quantité de mouvement entre les deux phases.

Les transferts thermiques en ébullition nucléée sont principalement contrôlés par la différence de températures entre la paroi et le fluide, les propriétés du liquide, la mouillabilité de la paroi. Pour l'ébullition convective, les vitesses de chaque phase et leur distribution jouent un rôle majeur, ce qui nécessite la connaissance des configurations d'écoulement en fonction de la position du système, qui le plus souvent est horizontale ou verticale.

Les mélanges doivent faire l'objet de développements spécifiques en ébullition convective à cause du comportement différent des corps purs qui les composent.

- pour un tube vertical

Les différentes configurations pour un écoulement liquide/vapeur ascendant dans un tube vertical chauffé uniformément sont représentées sur la figure 1.4. On considère que le liquide pénètre à la base du tube à l'état de liquide sous-refroidi. Dès que la surchauffe à la paroi est suffisante pour initier la nucléation, c'est le début de l'ébullition nucléée. Les configurations alors observables évoluent avec le titre de la vapeur et sont les suivantes :

- écoulement à bulles.
- écoulement à poches et bouchons.
- écoulement annulaire.
- écoulement vapeur avec gouttelettes (brouillard ou écoulement dispersé).

Ces différentes configurations, qui évoluent avec le titre de la vapeur, dépendent aussi du flux imposé. Lorsque la densité de flux thermique augmente, la vapeur apparaît de plus en plus près de l'entrée du tube. Il en est de même de la fin de l'ébullition nucléée, des courbes isotitres ainsi que des courbes d'apparition du flux critique.

L'augmentation de température est d'autant plus importante que le flux critique apparaît aux faibles titres, ce qui peut conduire à la fusion de la paroi.

- Pour un tube horizontal.

Les différentes configurations pour un écoulement liquide/vapeur dans un tube horizontal chauffé uniformément dépendent du débit du fluide à l'entrée du tube. Elles sont représentées sur la figure 1.5.

On observe des configurations relativement proches de celles des tubes verticaux. Cependant, en ébullition nucléée, les bulles émises sur toute la périphérie du tube montent jusqu'à la partie supérieure du tube du fait de l'action de la gravité et se rassemblent pour former des poches de vapeur séparées par des bouchons de liquide.

Ainsi, la longueur du tube sur laquelle existe l'écoulement à bulles est relativement courte. Lorsque le titre augmente, il apparaît un écoulement annulaire dissymétrique avec un film de liquide fin dans la partie supérieure et plus épais à la base du tube. Le film de liquide dans la partie supérieure disparaît le premier, laissant place à un écoulement stratifié, souvent avec présence de gouttelettes au sein du noyau de l'écoulement.

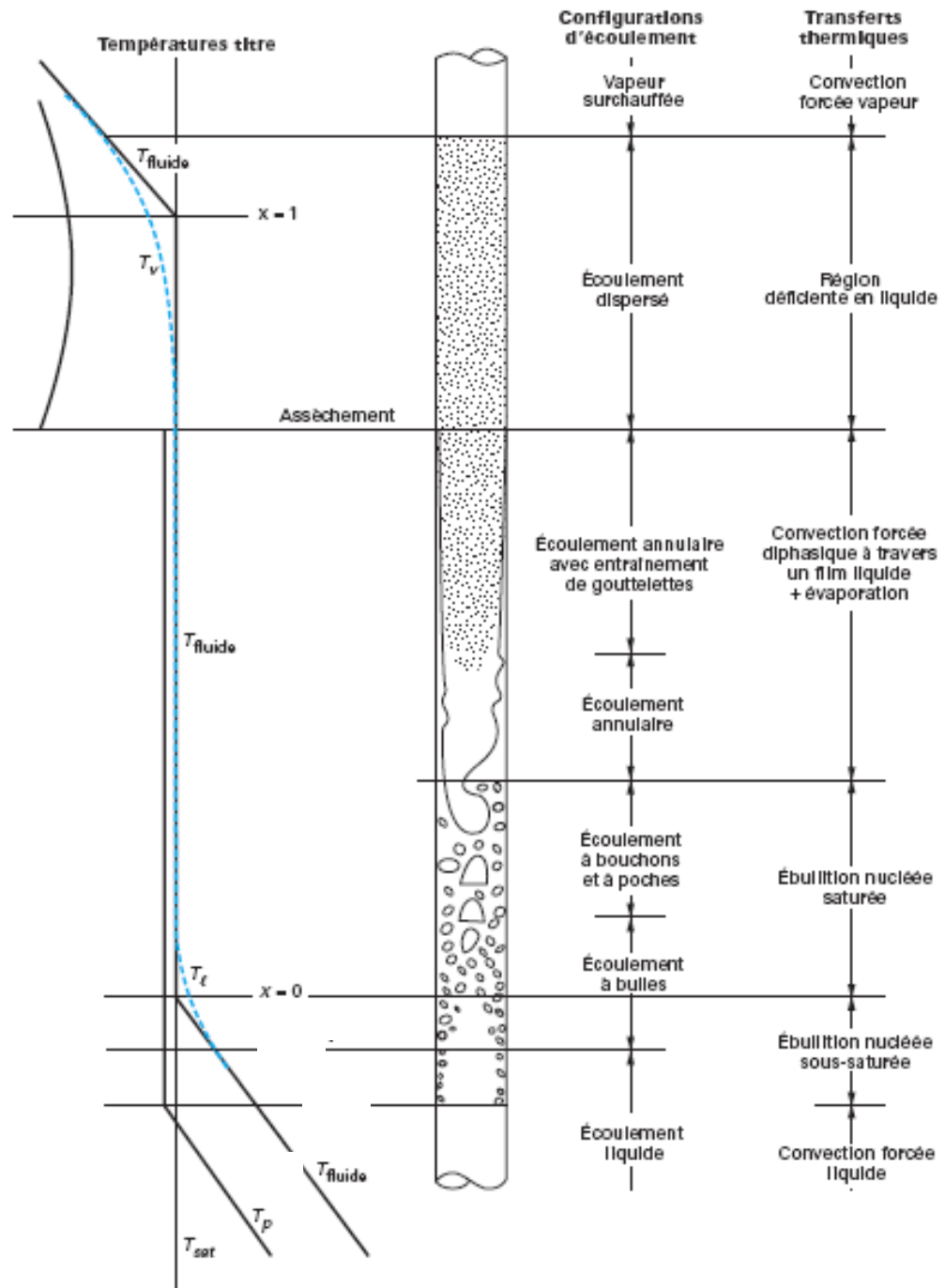


Figure 1.4. Configurations d'écoulement dans un tube évaporateur vertical, d'après Collier [3]

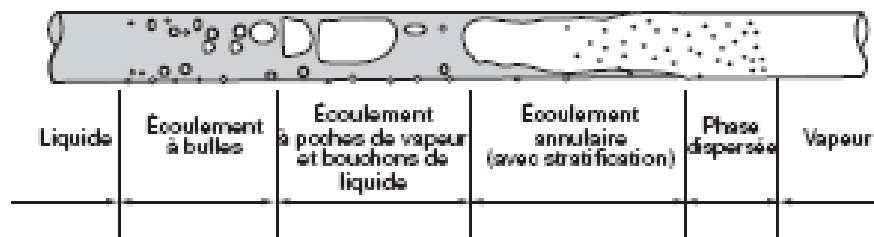


Figure 1.5. Configurations d'écoulements dans un tube évaporateur horizontal [3].

1.4. DIFFERENTS TYPES D'EVAPORATEURS.

Suivant le but qui leur est assigné, les évaporateurs peuvent être classés en [4] :

- évaporateurs refroidisseurs de liquide
- évaporateurs refroidisseurs de gaz (air)
- évaporateurs congélateurs
- évaporateurs spéciaux

Chacune de ces catégories regroupe des sous-catégories qui sont résumées dans ce qui suit (4) :

- Refroidisseurs de liquides
 - à immersion
 - à serpentin
 - à grilles, intensifs
 - à double tube et contre courant
 - à Ruissellement.
 - multitubulaires à calandres
 - Verticaux
 - Horizontaux
 - Spéciaux
 - à tambours
 - à enveloppe
- Refroidisseurs de gaz
 - Circulation naturelle Tubes lisses à ailettes
 - Circulation forcée. Tubes lisses à ailettes
- Congélateurs
 - Fabrique de glace
 - Accumulateurs de froid

1.5. EVAPORATEURS ET FLUIDES FRIGORIGENES.

Le choix du fluide frigorigène est très important dans une installation de froid, de climatisation ou de conditionnement d'air. Jusqu'à un passé récent, le R22 était considéré comme le meilleur fluide frigorigène existant sur le marché et le plus utilisé à cause de ses propriétés exceptionnelles (voir annexe 1). Et, comme nous l'avons mentionné au début, dans ce travail, nous nous intéressons à un climatiseur qui utilise le R22 comme fluide frigorigène. Et, notre objectif principal est de déterminer l'influence du climat sur le comportement de l'évaporateur.

Or, nous savons également (voir annexe 1) que des préoccupations environnementales ont remis en cause l'utilisation massive de certains fluides frigorigènes dont fait partie le R22. En effet,

- Les études de la haute atmosphère ayant mis en évidence l'appauvrissement de la couche d'ozone stratosphérique par le chlore ainsi que par le brome.
- Les physiciens de l'atmosphère ont établi une relation entre l'augmentation de la teneur de l'atmosphère en "gaz industriels" (CO₂, CH₄NO_x Oz troposphérique, C.F.C. et H.C.F.C.) et l'accroissement de la température de la planète : l'effet de serre.

C'est pourquoi, l'utilisation de plusieurs fluides a été remise en cause et parmi ces fluides se trouve le R 22, bannis à partir de 2014. En conséquence, il fallait trouver des fluides pour remplacer ceux dont l'utilisation sera interdite.

Les fabricants de fluides frigorigènes considèrent qu'à l'exception du R134a, il est peu probable de trouver des fluides purs qui possèdent des propriétés thermodynamiques leur permettant d'être de parfaits substituts aux anciens fluides, en particulier le R22. En revanche, en mélangeant des fluides purs dans des proportions bien choisies, il est possible d'obtenir des caractéristiques mieux adaptées, ce qui explique l'intérêt que suscitent les mélanges (voir annexe 1).

En plus, le R22 couvre un tel éventail d'applications dans plusieurs domaines qu'il s'avère difficile de déterminer un seul et unique réfrigérant de substitution. Selon l'application, différentes possibilités sont à disposition, entraînant toutes cependant certains inconvénients et difficultés techniques. Et, parmi les fluides proposés pour le remplacement du R22, nous avons le R410A ; c'est pourquoi, dans ce travail nous nous sommes intéressé à ce fluide.

I.5.1. Les caractéristiques du mélange R410A.

Le R410A est un mélange de R125 et de R32, qui trouve son application dans le domaine de la climatisation et du froid positif. C'est un réfrigérant à comportement quasi-azéotropique, car son glissement de température est minime. Il est ininflammable et non-toxique. [5, 6, 7]

L'intérêt principal du R410A est sa production frigorifique volumique élevée, ce qui permet la construction de systèmes de taille réduite. Par contre, ce réfrigérant travaille à des pressions plus élevées que les fluides « classiques », d'où la nécessité d'utiliser des composants spéciaux. Son coefficient de performance théorique est du même ordre de grandeur que celui du R407C, et sa conductivité thermique est élevée (réduction de la taille des échangeurs). Sa haute température de refoulement à la sortie du compresseur est à tenir en compte lors de l'élaboration de l'installation [5, 6, 7].

Comme tout nouveau fluide mis sur le marché, le R410A n'affecte pas la couche d'ozone. Son potentiel d'effet de serre est moyen par rapport à celui des autres HFC (voir annexe 1). En raison de ses différentes composantes, son potentiel d'acidification est, pour un HFC, relativement élevé, mais se situe encore en dessous du niveau de l'ammoniac.

1.5.2. Comparaison des fluides frigorigènes R22 et R410A.

Pour le R22, les principales applications étaient le froid alimentaire, industriel, et les transports frigorifiques. Et, les fluides de remplacement possibles sont aujourd'hui les suivants [6, 7, 8]:

- le R404A (mélange HFC 44 % R 143a, 52 % R 125, 4 % R 134a) pour le froid commercial, transports frigorifiques ;
- le R407C (mélange HFC 23 % R 32, 25 % R 125, 52 % R 134a) pour le conditionnement d'air de petite et moyenne puissance ;
- le R410A (mélange HFC 50 % R 32, 50 % R 125) candidat possible pour remplacer le R 22 en climatisation air-air, transports frigorifiques.

Certains auteurs classes ces fluides de remplacement selon que l'installation est existante ou neuve [6, 7]. Ce classement est montré dans le tableau 1.1.

Tableau 1.1 : Fluides de remplacement du R22 [6, 7]

Equipement existant	Equipement neuf
R407C, R421A, R41A, R421B, R417A, R419A	R407C, R410A, R407E, R410B

Le tableau 1.2 rassemble les propriétés des fluides R22 et R410A. Il permet d'effectuer une comparaison de ces fluides, en particulier pour les plages d'utilisation, l'ODP et le GWP (voir annexe 1) [9].

Tableau 1.2 : Comparaison des fluides frigorigènes R22 et R410A [9].

fluide frigorigène		R22	R410A
Technique	nom chimique/ composition	Chlorodi- fluoromethane	R125/R32 (50%/50%)
	Type	HCFC	Melange zeotrope(HFC)
	plage d'application de température	(-40,+10)	(-50,0)
Environnement	ODP [kg R11-equiv,]	0,05	0
	GWP ¹⁰⁰ [kg CO2-equiv,]	1700	2000
	Acidification [kg Sox- equiv,]	1,11	1,28
	POCP [kg Ethylune- equiv,]	0	0
Sécurité	Groupe de sécurité	A1	A1/A1
	Valeurs MAK [ppm]	500	1000
Gèneralites	Autorisation d'exploitation	Utilisation en grande partie interdite	Utilisation limitée par l'administration de l'environnement

Dans notre cas, nous avons choisi d'analyser le comportement thermique et hydraulique d'un évaporateur utilisant le fluide frigorigène R410A. En effet, ce fluide a fait l'objet de plusieurs études et a été comparé principalement au R22 [10, 11, 12, 13].

Une étude élaborée par Domanski et Vance Payne [11] a concernée la comparaison de deux systèmes de conditionnement à air utilisant respectivement le R22 et le R410A utilisés à des températures élevées et où le condenseur du climatiseur à R410A peut fonctionner au-delà du point critique. Dans cette étude comportant une expérimentation et une modélisation de système type « split résidentiel » et pour des températures extérieures allant de 27.8 °C jusqu'à 57.2 °C, les résultats ont montrés que le COP du système utilisant le R22, qui à 27.8 °C est égal à celui du système utilisant le R410A, devient meilleur aux température élevées. La modélisation effectuée a permis de confirmer ces résultats. Néanmoins, les différences dans les performances aux températures élevées ne sont pas très importantes, ce qui fait du R410A un candidat potentiel pour le remplacement du R22

Le tableau1.3 donne une comparaison élaborée par Domblades et al [14] de fluide largement utilisés. On peut voir que les performances thermodynamiques du R410A sont voisines de celles du R22.

Tableau1.3. Performance thermodynamique du R410A en tant que frigorigène [14]

a. Cycle frigorifique +10/45 °C – ni surchauffe – ni sous refroidissement.

Frigorigène	R22	R134a	R404A	R410A	R407C	Propane	NH3	CO2
COP _{f,th}	6,62	6,582	5,796	6,116	6,28	6,454	6,959	2,94
Q _v (kJ/m ³)	4389	2846	4260	6275	4095	3629	5169	13967

b. Cycle thermopompe +10/70 °C pas de surchauffe et avec un sous-refroidissement de 35 K

Frigorigène	R22	R134a	R404A	R410A	R407C	Propane	NH3	CO2
COP _{c,th}	5,40	5,60	5,24	5,18	5,06	5,49	5,59	5,525
Q _v (kJ/m ³)	4239	3127	4838	6938	4268	3985	5399	17982

Domanski et ses collaborateurs (Domanski2005) [12] ont étudié également les performances d'un évaporateur à tubes à ailettes optimisé pour plusieurs frigorigènes (R600a (isobutane), R290 (propane), R134a, R22, R410A, et R32) ainsi que son impact sur l'efficacité du système. Les différences entre ces fluides sont le point critique et les propriétés thermo-physiques (figure 1.6). Et, les résultats obtenus montrent que les performances de l'évaporateur utilisant le R410A sont comparables à celle de l'évaporateur utilisant le R22.

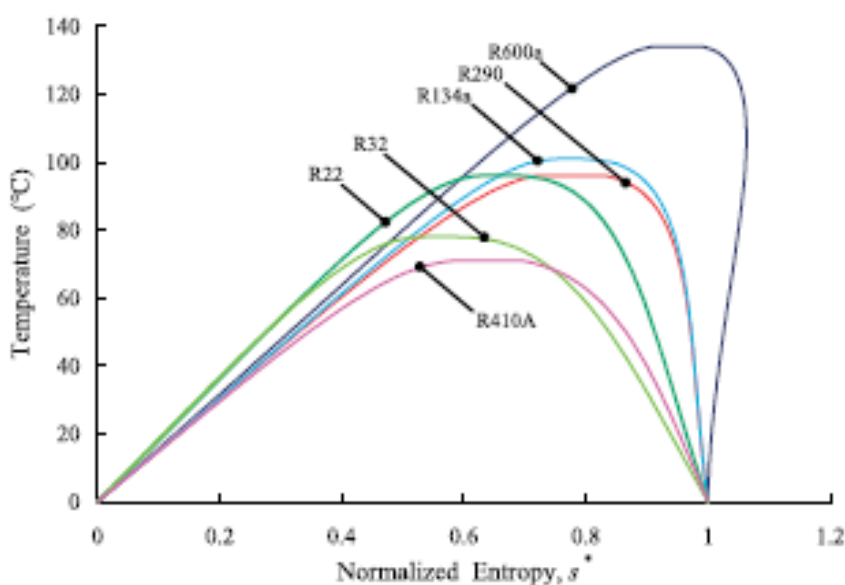


Figure 1.6 : Diagramme T-s (l'entropie est normalisée par rapport à la largeur de la courbe de saturation) montrant une comparaison des points critiques de certains fluides frigorigènes [12]

Enfin tout les travaux réalisés dans ce domaine mènent à la conclusion que les performances de tous les fluides diminuent lorsque la température extérieure augmente. Cette conclusion est valable aussi bien pour le R410A que pour le R22. La dégradation est, cependant, plus importante pour le R410A que pour le R22 au fur et à mesure que la température extérieure augmente..

La figure 1.7 montre la variation de l'effet frigorifique relative pour chaque fluide avec la variation de la température extérieur (de l'air) pour le même split-système utilisant le R22 et le R410A. Leur performance se rapproche à 35°C, il est important de noter qu'au delà de 43,35 °C, l'effet frigorifique relative du R410A diminue considérablement [8].

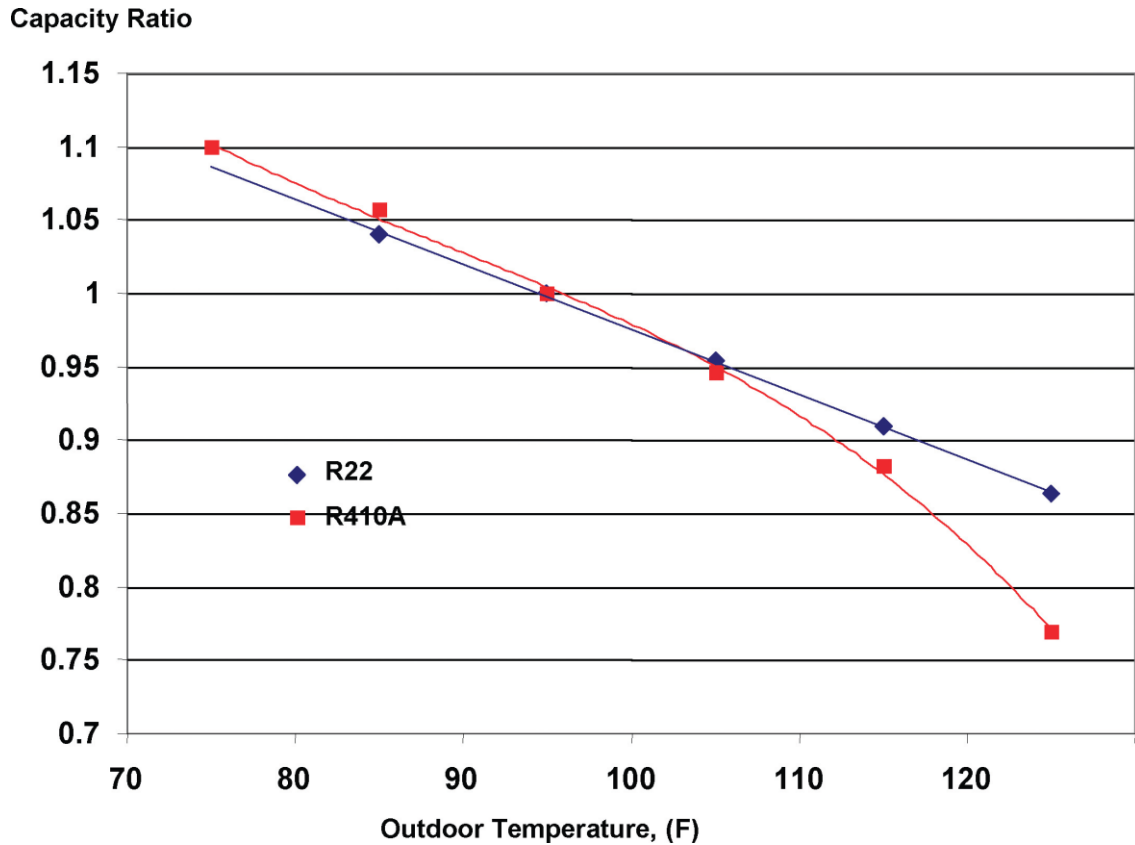


Figure 1.7 : Variation de l'effet frigorifique relatif en fonction de la température extérieure [8]

En conséquence, les performances thermodynamique du R410A en tant que frigorigène ne sont plus à démontrer [8,9,10,11,12,13]. Et, dans notre travail, nous cherchons uniquement à montrer la possibilité d'utiliser le même évaporateur de climatiseur ENIEM 2CV dans le cas où nous désirons remplacer le R22 par le R410A.

Enfin, il faut noter que le R410A n'est pas repris comme fluide de remplacement du R22 (voir annexe 1 pour les conditions de substitution d'un fluide frigorigène). En effet, pour une température de condensation de 40 °C par exemple, le R22 atteint une pression de 15 bar, alors que la pression du R410A serait de 24 bar, nécessitant éventuellement le remplacement d'une grande partie des composants. En plus, le degré de perte de performance dépend aussi bien de la nature du fluide que de la conception du système. Ainsi, un bon choix du compresseur, de la valve de détente et du condenseur peut minimiser la dégradation des performances du système aux températures extérieures élevées.

CHAPITRE 2.

CALCUL DE TRANSFERT THERMIQUE ET DES PERTES DE CHARGES DANS UN EVAPORATEUR

Il est important de noter que, d'un simple point de vue thermique, le dimensionnement d'un échangeur de chaleur n'est en aucun cas une tâche simple et cela est d'autant plus vrai pour les échangeurs à changement de phase comme les évaporateurs et les condenseurs car, dans ces échangeurs, les paramètres opératoires (titre de vapeur, température de saturation, densité de flux thermique, etc.) évoluent constamment entre l'entrée et la sortie des appareils. La prise en compte rigoureuse de ces évolutions nécessite l'utilisation de corrélations globales et locales ainsi que l'utilisation de moyens de calculs complexes.

Dans ce chapitre, nous allons présenter les principales méthodes de dimensionnement des échangeurs de chaleurs et nous donnerons les principales corrélations utilisées pour le calcul du coefficient de transfert de chaleur et celles utilisées pour le calcul des pertes de charges pour les deux côtés (air et fluide frigorigène).

2.1. COEFFICIENT D'ÉCHANGE DE CHALEUR GLOBAL.

Le transfert thermique qui a lieu au sein d'un échangeur fait intervenir le mode conductif au travers de la paroi séparant les deux fluides et le mode convectif dans chacun de ces derniers. Généralement, le rayonnement intervient peu et sera, en général, négligé.

Si on considère un tube d'un évaporateur (voir figure 2.1).

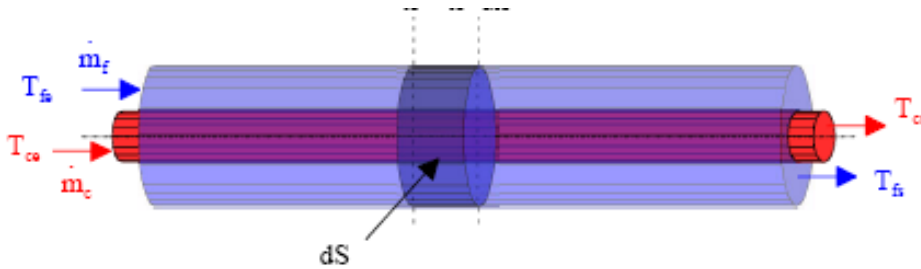


Figure 2.1

Le coefficient global U (défini par rapport à la surface d'échange externe – notée avec un indice ext - pour les échangeurs tubulaires) est déterminé alors, par la relation suivante dans laquelle intervient la résistance de paroi, le rapport des surfaces d'échange interne et externe et les coefficients de transfert interne et apparent.

En effet, si :

- La surface d'échange est cylindrique.
- La surface extérieure est ailetée.
- U le coefficient d'échange global rapporté à la surface externe.

Et, le flux peut s'écrire comme suit [18, 22] :

$$q = U S_{ext} (t_{ch} - t_f) \quad (2.1)$$

Avec :

$$U = \frac{1}{\left[\frac{1}{\alpha_{int}} \left(\frac{S_T}{S_{int}} \right) \right] + \left[\frac{1}{\alpha_{app} \cdot \eta_g} \right] + R} \quad (2.2)$$

α_{int} : Coefficient d'échange thermique interne (W/m²K),

S_T : surface total (m²/m)

η_g : Rendement global de la surface ailette,

S_{int} : surface interne (m²/m)

- R : étant la somme des résistances thermiques.

$$R = \sum \left(\frac{d_i}{l_i} \right) = \frac{d_{cuivre}}{\lambda_{cuivre}} + \frac{d_{huile}}{\lambda_{huile}} + R_{ailette-tube} \quad (2.3)$$

d_{cuivre} : Diamètre du cuivre (m)

λ_{cuivre} : Conductivité thermique du cuivre (kcal/hm°C)

d_{huile} : Diamètre de la couche de l'huile (m)

λ_{huile} : Conductivité thermique de l'huile (kcal/hm°C)

α_{app} : est le coefficient apparent de transfert thermique côté air en tenant compte de la présence des ailettes $\left[\frac{W}{m^2.K} \right]$. Il est donné par : [18, 22]

$$\alpha_{app} = \alpha_{ext} [\Phi_g + \eta_a \cdot \Phi_L] \quad (\text{cas sans dépôt de givre}) \quad (2.4)$$

$$\alpha_{app} = \frac{1}{\frac{1}{\xi \alpha_{ext}} + \frac{\delta_g}{\lambda_g}} [\Phi_g + \eta_a \cdot \Phi_L] \quad (\text{avec dépôt de givre}) \quad (2.5)$$

α_{ext} : Coefficient de convection externe

η_a : Le rendement des ailettes

δ_g : épaisseur du givre

λ_g : Conductivité thermique du givre

Φ_g, Φ_L : Le rapport des surfaces (nettes et des ailettes) rapportée a la surface totale

ξ est le coefficient du dépôt d'humidité, donné par :

$$\xi = (h_{ea} - h_{sa}) \cdot [c_p (T_{ea} - T_{sa})]^{-1} \quad (2.6)$$

Avec:

c_p : chaleur spécifique de l'air

h_{ea} et h_{sa} : enthalpies de l'air à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur.

T_{ea} , T_{sa} : les températures de l'air à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur.

Calcul de l'efficacité de l'ailette.

Pour une ailette droite avec la section transversale constante, l'efficacité est donnée par la relation suivante : [18 ,22]

$$\eta_a = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (2.7)$$

$$\text{Avec : } L = \frac{\varphi de}{2} .$$

$$\varphi = (C-1) (1+ 0,35 \text{ Ln } C)$$

$$\eta_g = 1 - \frac{(1-\eta_a)S_a}{S_T}$$

$$C = 1,28 \left(\frac{a}{de} \right) \left[\left(\frac{a}{b} \right) - 0.2 \right]^{0.5}$$

$$m = \left[\frac{2\alpha_{ext}}{\lambda_a e_a} \right]^{0.5}$$

Sachant que :

- λ_a : Conductivité thermique de l'ailette [W / mK].
- e_a : Epaisseur de l'ailette [m]
- η_g : Efficacité globale de la surface ailette
- L : longueur corrigée de l'ailette
- α_{ext} : Coefficient d'échange cote extérieure [W / m²K]
- η_a : efficacité de l'ailette
- S_a : surface des ailettes par mètre de longueur de tube [m² / m].
- S_T : surface extérieure totale par mètre de longueur de tube [m² / m].
- a : le pas transversal [m]
- b : le pas longitudinal.[m]

2.2. METHODE DE CALCUL.

Deux types d'approches sont envisageables pour la caractérisation thermique de l'échangeur :

- 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 et notamment au calcul du point de fonctionnement, en régime nominal, d'une installation frigorifique après la sélection de tous les composants (méthode ϵ . NTU).

- la détermination de la surface d'échange S connaissant la puissance à échanger et les températures d'entrée et de sortie des deux fluides. Cette démarche correspond au dimensionnement d'un équipement. Elle utilise la méthode classique de l'écart de température logarithmique que nous allons rappeler en insistant sur les hypothèses sur lesquelles cette méthode repose.

2.2.1. Méthode DTLM « Différence de température logarithmique moyenne ».

La valeur locale de la puissance thermique élémentaire $\delta\mathcal{Q}$ échangée au travers d'un élément de surface dS est donnée par la relation :

$$\delta\mathcal{Q} = U(T_1 - T_2)dS \quad (2.8)$$

Où :

U est le coefficient d'échange global,

T_1 et T_2 sont les températures des deux fluides de part et d'autre de la paroi.

Pour une surface d'échange donnée, S_0 , la puissance échangée s'obtient en intégrant la relation précédente :

$$\mathcal{Q} = \int_0^{S_0} U(T_1 - T_2)dS \quad (2.9)$$

L'intégration ne peut s'effectuer que pas à pas dans la mesure où la différence de température varie. Néanmoins, l'intégration s'effectue simplement si :

- on définit une température caractéristique moyenne.
- on suppose que le coefficient U est constant le long de l'échangeur.

Pour définir une température caractéristique moyenne, considérons un échangeur, en régime permanent, dans lequel, du côté fluide frigorigène la température est constante dans tout l'échangeur (c'est le cas pour un changement d'état d'un fluide pur) et le débit du fluide secondaire est constant. Sur la figure 2.1, on considère le cas d'un évaporateur à contre-courant mais le raisonnement vaudrait pour d'autres conditions.

Sur l'élément dx, le fluide secondaire se refroidit de dT ; en négligeant les pertes de charge, il échange, avec le fluide frigorigène, la puissance :

$$\delta\dot{Q} = \dot{m}c_p dT \quad (2.10)$$

Par ailleurs, pour cet élément dx, la surface d'échange entre fluide secondaire et le fluide frigorigène est dS et le coefficient d'échange est U, la puissance échangée est également donnée par :

$$\delta\dot{Q} = U(T - T_0)dS \quad (2.11)$$

où T est la température variable du fluide secondaire et T₀ est la température constante du fluide frigorigène.

Les deux quantités (2.10) et (2.11) étant égales, alors :

$$\dot{m}c_p dT = U(T - T_0)dS \Rightarrow \frac{dT}{T - T_0} = \frac{UdS}{\dot{m}c_p} \quad (2.12)$$

En Supposant que le coefficient U est constant tout le long de l'échangeur, on peut intégrer la relation précédente sur toute la longueur de l'échangeur entre l'entrée e (température T_e du fluide secondaire) et la sortie s (température T_s du fluide secondaire). Et, si T₀, U et $\dot{m}c_p$ sont des constantes, l'intégration donne simplement :

$$Ln \frac{T_s - T_0}{T_e - T_0} = \frac{US}{\dot{m}c_p} \quad (2.13)$$

La puissance totale échangée est par ailleurs donnée par :

$$q = \int_e^s \delta \dot{Q} = \int_{T_e}^{T_s} \dot{m}c_p dT = \dot{m}c_p (T_s - T_e) \quad (2.14)$$

La combinaison de ces deux dernières relations conduit à :

$$q = \frac{US(T_s - T_e)}{Ln \frac{T_s - T_0}{T_e - T_0}} \quad (2.15)$$

Définissant la différence moyenne logarithmique de température (ΔT_{lm}) par :

$$\Delta T_{lm} = \frac{T_s - T_e}{Ln \frac{T_s - T_0}{T_e - T_0}} \quad (2.16)$$

On obtient :

$$q = US \times \Delta T_{lm} \quad (2.17)$$

La différence moyenne logarithmique de température, ΔT_{lm} , apparaît comme une mesure d'un écart de température entre les deux fluides (frigorigène et secondaire).

Le fluide secondaire peut être aussi bien un liquide qu'un gaz comme l'air. Il est important de ne pas oublier que ce calcul repose sur un certain nombre d'hypothèses :

- température constante du côté fluide frigorigène,
- coefficient d'échange U constant,
- débit (plus exactement $\dot{m}c_p$) du fluide secondaire constant,
- absence de pertes de charge.

Dans le cas où le coefficient d'échange varie dans l'échangeur, on peut éventuellement définir plusieurs zones en supposant que le coefficient d'échange est constant dans chacune des zones.

Dans le cas où l'échangeur n'est pas un échangeur simple à co- ou contre-courant et/ou si aucun des deux fluides n'est à température constante, on introduit un facteur correctif F donné dans des abaques dans des ouvrages de thermique et on obtient maintenant :

$$q = FUS \times \Delta T_{lm} \quad (2.18)$$

En général le facteur F est inférieur à l'unité. Il est sélectionné en fonction de deux grandeurs caractéristiques de l'échangeur qui sont R et P [15, 16, 17], nous avons ainsi :

$$P = \frac{ts - te}{Te - te} \quad \text{et} \quad R = \frac{(m cp)_t}{(m cp)_T} = \frac{Te - Ts}{ts - te} \quad (2.19)$$

F = fonction {P, R, position de l'écoulement}

Avec : T et t : les températures du premier et second fluide respectivement.

Pour pouvoir utiliser cette relation, il est indispensable de connaître le coefficient global d'échange U. Or, ce coefficient est déterminé à partir des coefficients d'échange relatifs au transfert entre la paroi et chacun des fluides circulant dans l'échangeur : fluide frigorigène d'une part et fluide secondaire d'autre part.

En ce qui concerne les fluides secondaires, le coefficient de transfert est calculé à partir de corrélations classiques d'échange convectif en simple phase. Ces corrélations généralement bien connues sont spécifiques pour chacune des géométries rencontrées : plaques, tubes lisses ou améliorées, ailettes lisses ou améliorées. Ce coefficient d'échange n'est pas affecté directement par le changement du fluide frigorigène.

En ce qui concerne le fluide frigorigène, le coefficient de transfert et les pertes de pression sont calculés à partir de corrélations dont nous donnons des exemples par la suite. Il est clair que ce coefficient de transfert et les pertes de pression sont directement affectés par le choix du fluide frigorigène.

Le déroulement du calcul de dimensionnement d'un échangeur (évaluation de la surface d'échange) est le suivant :

Détermination de la température moyenne caractéristique à partir des températures entrée/sortie

Calcul du ΔT_{lm} et du coefficient correctif F

Calcul de la puissance échangée :

$$q = C_1(T_{e1} - T_{s1}) = \pm C_2(T_{s2} - T_{e2})$$

Recherche de la surface :

$$S = \frac{q}{F.U.\Delta T_{lm}}$$

2.2.2 Méthode NTU « Nombre d'unité de transfert ».

Cette méthode, plus structurée, repose sur la définition du flux thermique maximum et l'efficacité. D'autre part, dans cette méthode, l'objectif est de déterminer les températures de sorties, d'un échangeur connaissant la surface d'échange ainsi que les température d'entrées. Cette méthode de calcul est itérative à cause de la détermination de la température moyenne caractéristique du fluide.

Schématiquement le déroulement de calcul peut se présenter comme suit :

Estimation et évaluation des températures de sorties T_{s1} et T_{s2}

Calcul du coefficient d'échange global U

Détermination du NTU et de l'efficacité



2.2.3. Conclusion.

On peut conclure que les deux méthodes aboutissent à un résultat similaire. Mais la méthode dite NTU présente plus d'avantages par rapport à la méthode ΔT_{lm} .

Parmi ces avantages, nous avons :

- * les températures de sorties des fluides ne figurent pas dans les données.
- * plus proche des contraintes du concepteur.

* emploi simple et large utilisation dans la pratique.

TABLEAU 2.1 : Tableau récapitulatif des deux méthodes de calcul.

Méthode ΔT_{lm} .	Méthode ε - NTU
$q = F.U.S. \Delta T_{lm}$ $\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{Ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)}$	$q = \varepsilon C_{min} (t_{1e} - t_{2e})$
$\Delta T_1 = T_{1e} - T_{2s} \rightarrow$ (contre courant)	$\Delta T_{max} = T_{1e} - T_{2e}$
$\Delta T_1 = T_{1e} - T_{2e} \rightarrow$ (co - courant)	$\varepsilon = f(\text{NUT}, C^*, \text{arrangement de l'écoulement})$
$\Delta T_2 = T_{1s} - T_{2e} \rightarrow$ (contre courant)	$\varepsilon = \frac{Cf_{CHAUD} (T_{1e} - T_{2e})}{C_{min} (T_{1e} - T_{2e})} = \frac{Cf_{FROID} (T_{2s} - T_{2e})}{C_{min} (T_{1e} - T_{2e})}$
$\Delta T_2 = T_{1s} - T_{2s} \rightarrow$ (co - courant)	$\text{NUT} = \frac{US}{C_{max}} = \frac{1}{C_{max}} \int_S K ds$
$F = f(P, R, \text{position de l'écoulement})$	$C^* = \frac{C_{MIN}}{C_{MAX}}$

2.3. LA METHODE DITE « GLOBALE ».

Pour le calcul des caractéristiques des échangeurs, il existe deux méthodes « globale et locale » et, dans ce travail, c'est la première qui a été utilisée.

La méthode globale est basée sur les hypothèses simplificatrices suivantes :

- L'air est distribué uniformément dans tout le faisceau. Le fluide frigorigène et l'air sont à courants croisés.
- On calcule le coefficient de convection (ailettes - air) pour la température moyenne de l'air dans le faisceau et on admet une variation linéaire du coefficient U avec la température.

Inconvénients de la méthode globale : La méthode globale présente certains inconvénients lors de son utilisation. On peut citer les suivants :

- Inconvénients dus à la non- uniformité de la distribution de l'air dans le faisceau : Certains travaux [18]. ont montré que les profils obtenus expérimentalement font apparaître des différences considérables dans les vitesses de l'air traversant le faisceau suivant l'endroit où nous plaçons.
- Inconvénient du aux régimes d'écoulements côté fluide (à l'intérieur du tube) : Deux cas se manifestent :
 - Passage du régime turbulent au régime laminaire.
 - Ecoulement n'atteignant pas le régime laminaire.

On a noté qu'une des hypothèses des méthodes globales de dimensionnement stipule la constance du coefficient d'échange global le long de l'échangeur ou d'une zone de l'échangeur sur laquelle on souhaite appliquer la méthode de calcul. On comprend donc la nécessité, même dans une approche simple, de décomposer l'évaporateur en zones distinctes. On distingue habituellement deux zones : une zone d'évaporation et une zone de surchauffe.

Le dimensionnement d'un échangeur consiste donc à évaluer la surface d'échange totale à installer à partir des surfaces d'échange (ou longueur d'échangeur) pour chacune de ces zones sachant que les profils de température sont connus et que les coefficients de transfert sont à déterminer en prenant en considération le fluide frigorigène.

On ne peut donc définir d'écart de température logarithmique que sur des zones pour lesquelles on peut raisonnablement considérer le coefficient d'échange global comme constant. Dans l'approche dite multizone (la plus simple que l'on puisse adopter pour le dimensionnement d'un évaporateur ou d'un condenseur de fluide frigorigène) on évalue les écarts de températures logarithmiques de la façon suivante :

- *Evaporateur dans la zone d'évaporation :*

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln(\Delta T_{\max} / \Delta T_{\min})} \quad (2.20)$$

- *Evaporateur dans la zone de surchauffe*

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{sur}}{\ln(\Delta T_{\max} / \Delta T_{sur})} \quad (2.21)$$

2.4. CORRELATIONS POUR LE CALCUL DU COEFFICIENT DE TRANSFERT DE CHALEUR MOYEN.

2.4.1. Calcul du coefficient de transfert de chaleur côté fluide frigorigène.

Ce dernier peut être calculé à partir de plusieurs corrélations, parmi lesquelles nous avons :

- La corrélation de (BETTIS) tirée de (DITTUS-BOELTER) [19]. C'est une corrélation simple et très utilisée. Elle est donnée par :

$$Nu = 0.023 (Re)^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{1}{x^{1.23}} \right) \quad (2.22)$$

Avec x, le titre de vapeur, donné par :

$$x = \frac{h_{mel} - h_{liquide}}{h_{vapeur} - h_{liquide}} \quad (2.22a)$$

avec :

h_{mel} : correspond à l'enthalpie du liquide à la température de condensation

h_{vapeur} : correspond à l'enthalpie de vapeur à la température d'évaporation.

$h_{liquide}$: : correspond à l'enthalpie de liquide à la température d'évaporation

- Calcul du nombre de Reynolds

$$Re = \frac{G d_i}{\mu} \quad (2.22b)$$

Avec ; G : la vitesse massique du fluide frigorigène $\left[\frac{kg}{m^2 s} \right]$.

d_i : le diamètre intérieur des tubes [m].

μ : la viscosité dynamique du fluide frigorigène. [pa.s] ou [ns/m²]

- calcul du nombre de Prantdtl

$$Pr = \frac{C_p \mu}{\lambda} \quad (2.22c)$$

λ : La conductivité thermique du fluide frigorigène [W/mK]

C_p : la chaleur massique [J/kgK]

- La corrélation de BO-PIERRE [19]. Ce dernier a proposé deux corrélation, une pour l'évaporation complète (5 - 7 K de surchauffe) et l'autre pour l'évaporation incomplète [20]:

L'évaporation complète $Nu_m = 1 \cdot 10^{-2} (Re^2 \cdot K_f)^{0.4} \quad (2.23)$

L'évaporation incomplète $Nu_m = 1,1 \cdot 10^{-3} \cdot Re \cdot K_f^{0.5} \quad (2.24)$

Avec $K_f = \frac{\Delta h}{(l.g)}$ Nombre d'ébullition de Pierre

Δh : variation d'enthalpie entre l'entrée et la sortie.

l : longueur du tube.

g : l'accélération de la pesanteur.

Sous les conditions suivantes : $Re^2 . k_f < 3.5.10^{11}$ et $Nu_m < 420$.

$$Nu_m = \frac{\alpha_{moy}.d.}{\lambda} \quad \text{Nombre moyen de Nusselt.}$$

$$Re = \frac{4.m}{(\pi.d.\mu)} \quad \text{Nombre de Reynolds.}$$

Avec : α_{moy} : le coefficient d'échange convectif interne moyen.

d : diamètre intérieur du tube, m : le débit massique du fluide

μ : viscosité dynamique du fluide., λ : conductivité thermique du fluide.

- La corrélation d'ALTMAN [20]:

$$Nu = a(Re^2 . k_f)^b \quad (2.25)$$

Avec $k_f = \frac{j.\Delta x.r}{l}$, j est l'équivalent mécanique de la chaleur

r : chaleur latente

l : longueur du tube

Δx : variation du titre massique de la vapeur.

Les constantes a et b sont données par :

a = 0.0009 et b = 0.5 pour une évaporation incomplète (titre en sortie < 90 %).

a = 0.0082 et b = 0.5 pour une évaporation complète et une surchauffe de 0.1 à 5 K

• Calcul de coefficient d'échange interne (α_{int}): Ce dernier est donné par la relation suivante :

$$\alpha_{\text{int}} = \frac{Nu \cdot \lambda_i}{d_i} \quad (2.26)$$

λ_i : Conductivité thermique du fluide à la température d'évaporation.

2.4.2. Calcul du coefficient de transfert de chaleur externe « côté air ».

Il est calculé selon la méthode de SCHMIDT [21] pour une disposition en quiconque. Cette corrélation est la suivante :

$$Nu = 0,45 \cdot (Re)^{0,625} \cdot (Pr)^{0,33} \cdot \left(\frac{S_T}{S_0} \right)^{-0,375} \quad (2.27)$$

Avec S_T : surface extérieure totale par mètre de longueur de tube [12].

$$S_T = S_a + S_{\text{nette}} \quad [\text{m}^2 / \text{m}].$$

- S_a : Surface des ailettes par mètre de longueur de tube.

$$\text{Donc} \quad S_a = 2n_0 \left(a b - \pi \frac{de^2}{4} \right) \quad [\text{m}^2 / \text{m}]. \quad (2.28)$$

Avec : de : diamètre extérieur de tube

a : pas transversale

b : pas longitudinale

Avec $n_0 = \frac{1}{e_a + c}$ le nombre d'ailettes par mètre de longueur du tube.

e_a : épaisseur de l'ailette

c : écartement des ailettes

- S_{nette} : Surface extérieure nette des tubes (surface des tubes substituée de celle au contact avec les ailettes) [m^2/m]

$$S_{\text{nette}} = \pi \cdot d_e + n_0 \cdot d_e \quad \text{Ou} \quad S_{\text{nette}} = \pi \cdot d_e (1 + n_0 \cdot e_a) \quad (2.29)$$

- S_o : Surface extérieure lisse des tubes par mètre de longueur.

$$S_o = \pi d_e \text{ [m}^2\text{/m]}. \quad (2.30)$$

Enfin, pour faciliter l'écriture du coefficient d'échange global, on introduit les rapports :

$\Phi_g = S_{\text{nette}} / S_T$ le rapport des surfaces nettes rapportée à la surface totale d'échange.

$\Phi_L = S_a / S_T$ le rapport des surfaces des ailettes rapportée à la surface totale d'échange.

Nous avons également une corrélation qui permet d'estimer le nombre moyen de Nusselt. Elle est proposée par Holman [20] :

$$Nu_f = C \cdot Re_f^n \cdot Pr_f^{0.33} \quad (2.31)$$

La constante C et l'exposant n sont tabulées [20].

Le nombre de Reynolds est calculé en utilisant le diamètre du tube comme longueur caractéristique et les propriétés du liquide devraient être évaluées à la température du film (moyenne de la température de l'air libre extérieur).

L' (ARI) AMERICAN REFRIGERATION INSTITUT présente le coefficient d'échange extérieur sous la forme empirique suivante [22] :

$$\alpha_e = \frac{(38 \cdot W^{0.5})}{1.16} \quad (2.32)$$

Avec W : la vitesse de l'air comprise entre 2 et 6 m/s

• Calcul du coefficient d'échange extérieur (α_{ext}) en [W/m²K] :

$$\alpha_{\text{ext}} = \frac{Nu \lambda_{\text{air}}}{d_{\text{eq}}} \quad (2.33)$$

Avec d_{eq} : le diamètre équivalent, pris comme étant le diamètre extérieur [m].

2.5. LES PERTES DE CHARGES DANS UN ECOULEMENT DIPHASIQUE.

Le calcul des pertes de charges dans un tube devient compliqué lorsque le fluide subit un changement d'état physique « cas de l'ébullition dans les tubes de l'évaporateur ». En effet, dans ce cas, non seulement le fluide change d'état (il se trouve dans une partie du circuit sous forme de mélange) mais sa viscosité varie aussi.

La chute de pression (pertes de charges) dans un tube droit pour un écoulement biphasé est la somme des trois termes qui sont : les pertes statiques (ΔP_s), les pertes dues aux frottements sur les parois (ΔP_f) et les pertes dynamiques (ΔP_m). S'il existe des pertes dus à des courbures ou des coudes, on doit les ajouter aux pertes dynamiques.

$$\Delta P_{TOT} = \Delta P_f + \Delta P_s + \Delta P_m \quad (2.34)$$

La chute de pression de ΔP_f est due aux forces de cisaillement entre le réfrigérant débordant et les parois de tube, et dans une certaine mesure entre le liquide et la vapeur. La différence de pression statique ΔP_s est provoquée par la force de la gravité agissant sur la vapeur/colonne liquide dans le tube. La chute de pression dynamique ΔP_m est l'effet de l'augmentation de la vitesse (ou de l'énergie cinétique) de la vapeur/de mélange liquide à l'intérieur du tube.

❖ La perte de charge (chute de pression) statique (ΔP_s) :

Pour un tube de hauteur H, elle se calcule comme suit :

$$\Delta P_s = \int \rho_m \cdot dz.$$

Avec ρ_m = la densité du mélange (liquide+vapeur)

Si le modèle est homogène, donc la vitesse de la vapeur et du liquide sont égales, on calcule ρ_m comme suit :

$$\frac{1}{\rho_m} = v_m = (1-x) \cdot v_l + x \cdot v_v \quad (2.35)$$

Ou : v_l est le volume spécifique du liquide

v_v est le volume spécifique de la vapeur.

et x le titre de vapeur.

❖ **La perte de charge (chute de pression) dynamique (ΔP_m) :**

La chute de pression dynamique est le résultat d'une augmentation de la vitesse du réfrigérant. Cette augmentation peut être due à une diminution du diamètre de tube ou d'une augmentation du volume spécifique. Le volume spécifique augmentera quand le réfrigérant s'évapore en raison du transfert thermique ou de la chute de pression. La chute de pression dynamique peut être écrite en termes de différence de l'énergie cinétique des mélanges entrant dans et sortant de l'évaporateur :

$$\Delta P_m = \frac{G^2 \cdot (v_{m2} - v_{m1})}{2} \quad (2.36)$$

Où G est la masse dans le tube ($\text{kg} / (\text{m}^2 \cdot \text{s})$)

v_{m2} , v_{m1} volumes spécifiques des mélanges entrants et sortants dans l'évaporateur.

Si les vitesses de la vapeur et du liquide sont égales (pas de glissement), ΔP_m devient :

$$\Delta P_m = \frac{\rho_{m2} \cdot w_2^2}{2} - \frac{\rho_{m1} \cdot w_1^2}{2} \quad (2.37)$$

Où : w_1 et w_2 sont les vitesses du réfrigérant entrant et sortant.

❖ **La perte de charge (chute de pression) due au frottement (ΔP_f) :**

La perte de pression par frottement est celle calculée suivant la longueur de la conduite à section constante d'après :

$$\Delta P_f = \frac{|w_f|}{m \cdot v} = 2 \cdot f \cdot \frac{L}{D_H} \cdot \rho \cdot v^2 \left(\frac{\mu_p}{\mu} \right)^{0.14} \quad (2.38)$$

Avec :

f : coefficient de frottement.

m_v : débit volumique.

Δ_{Pf} : perte de charges par frottement.

m : débit massique

w_f : Énergie dissipée dans l'échangeur par frottement

ω : $4f$: coefficient de perte de charge (ou coefficient de darcy)

μ_p : viscosité dynamique calculée à la température de paroi.

μ : viscosité dynamique calculée à la température moyenne.

L : la longueur du tube.

CHAPITRE 3

MODELISATION DE L'EVAPORATEUR

Dans ce travail, nous nous intéressons à un type particulier d'évaporateur. Celui qui équipe les climatiseurs ENIEM 2CV. De ce fait, dans cette partie la modélisation se fera sur la base des caractéristiques géométriques de cet évaporateur.

Dans ce chapitre, nous allons présenter les différentes phases de calcul ainsi que les formules et les corrélations utilisées afin d'atteindre notre objectif ; celui de déterminer l'influence du climat extérieur sur le comportement de l'évaporateur. Nous trouverons ainsi, dans cette partie du mémoire :

- *La modélisation thermique et hydraulique de l'évaporateur.*
- *Les caractéristiques et les propriétés des fluides évoluant dans l'évaporateur ainsi que les caractéristiques géométriques de ce dernier.*
- *L'organigramme qui a permis d'élaborer le programme de calcul que nous trouverons en annexe.*

3.1. LE MODELE DE CALCUL [17,23].

La procédure de calcul pour un échangeur de chaleur comporte un calcul thermique et un calcul hydraulique :

- **Calcul thermique :** Cette partie concerne le calcul des coefficients de transfert thermique α_{ext} , α_{int} et U ainsi que des températures (de paroi, entrées et sorties). Ce calcul comporte les étapes suivantes :
 - ❖ **Calcul du coefficient de transfert de chaleur côté air α_{ext} :** Pour calculer ce coefficient, il est nécessaire de passer par les phases suivantes :
 - Calcul géométrique des surfaces d'échanges.
 - Calcul des nombres de Reynolds et Nusselt.
 - Calcul de α_{ext} .
 - Calcul du rendement des ailettes.
 - ❖ **Calcul du coefficient de transfert de chaleur côté fluide frigorigène α_{int} :** Pour ce coefficient également, nous devons procéder comme suit :
 - Calcul des nombres de Reynolds et Nusselt
 - Calcul de α_{int}
 - ❖ **Calcul de la température de paroi.**
 - ❖ **Calcul du coefficient d'échange global (U)**
 - ❖ **Calcul des températures de sorties :**
 - Calcul de ΔT_{lm} .
 - Calcul de l'efficacité globale et de l'ailette.
 - Calcul de la puissance échangée
 - Calcul des températures de sorties.
- **Calcul des pertes de charges des deux côtes du tube :** Le calcul des pertes de charges concerne les deux côtés du tube « côté air et côté fluide frigorigène ».

3.1.1. Configuration d'écoulement étudiée :

La configuration d'écoulement étudiée concerne un écoulement d'air sur des tubes horizontaux en arrangement en quiconque. Cette configuration permet d'obtenir un meilleur transfert thermique avec un minimum de surface d'échange.

3.1.2. Découpage géométrique de l'échangeur :

L'évaporateur est représenté par une seule maille de façon à utiliser un bilan d'énergie global basé sur le principe de la conservation de l'énergie.

3.2. Développement d'une simulation globale de l'évaporateur.

Cette simulation globale de l'évaporateur comporte plusieurs modules. Ces modules comportent les données (paramètres connus), les paramètres à déterminer et les étapes de calcul avec les hypothèses et simplifications proposées pour la réalisation de ces calculs.

Les paramètres connus (les données en entrée) sont :

- * Les températures d'entrée d'air.
- * Les pressions d'entrées (pour les deux fluides).
- * Les débits des deux fluides.
- * La géométrie de l'échangeur.

Les paramètres à déterminer sont :

- * La température de sortie du fluide à refroidir
- * Les coefficients d'échange de chaleur (α_{int} , α_{ext}) pour le fluide frigorigène et pour l'air.
- * Le coefficient d'échange global U.
- * Les pertes de charge.

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

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

3.3. Relations utilisées pour le calcul thermique et hydraulique

3.3.1. Calcul thermique.

- Calcul du coefficient de transfert de chaleur côté fluide frigorigène h_{int} :

- Calcul du nombre de Reynolds : il est donnée par la relation (2.22.b)

$$Re = \frac{G.d_i}{\mu}$$

- Calcul du nombre de Prandtl : il est donnée par la relation (2.22.c)

$$Pr = \frac{\mu_i.C_{pi}}{\lambda_i}$$

- Calcul du nombre de Nusselt :

Ce dernier est calculé à partir de la corrélation de (BETTIS) tirée de (DITTUS-BOELTER) [19]. Elle est donnée par la relation (2.22).

$$Nu_i = 0.023(Re)^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{1}{x^{1.23}} \right)$$

Avec x, le titre de vapeur, donné par la relation (2.22.a)

- Calcul de coefficient d'échange interne (α_{int}) : il est donnée par la relation (2.26)

$$\alpha_{int} = \frac{Nu.\lambda}{d_i}$$

Dans ce travail, nous avons étudié, en plus du fluide frigorigène R22, le fluide azéotropique R410A qui est un mélange binaire (R32/R125) avec le pourcentage (50/50) et dont le glissement de température est inférieur à 0,2°C. Dans ces conditions, on peut l'assimiler à un corps pur [24]. Et, par conséquent, nous avons utilisé les mêmes corrélations pour la modélisation de ce dernier que celles utilisées pour le R22 avec les propriétés thermo physique spécifique au R410A.

- Calcul du coefficient de transfert de chaleur externe côté air α_{ext} :

➤ Calcul du nombre de Reynolds externe :

$$Re_{ext} = \frac{V_{etr} \cdot d_e \rho_{air}}{\mu_{air}} \quad (3.1)$$

Avec d_e : le diamètre extérieur des tubes.

ρ_{air} : la masse volumique de l'air (kg/m^3).

μ_{air} : la viscosité dynamique de l'air à t_m . [Pa.s]

V_{etr} : La vitesse étroite de l'air entre es tube et les ailettes

$$V_{etr} = \frac{G_{va}}{S_{etr}} \quad (3.2)$$

G_{va} : le débit volumétrique de l'air [m^3/s]

S_{etr} : La surface étroite entre les tubes et les ailettes [m^2].

$$S_{etr} = S_{fr} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_e}{a} \right) + \left(\frac{e_a}{e_a + c} \right) \left(1 - \frac{d_e}{a} \right) \right] \quad (3.3)$$

S_{fr} : la surface frontale est égale a :

$$S_{fr} = \frac{G_{va}}{v_{fr}} \quad (3.4)$$

Avec v_{fr} : vitesse frontale de l'air à la sortie, comprise entre 2.5 et 5 [m/s].

➤ Calcul du nombre de Prandtl Pr :

$$Pr = \frac{c_{pair} \mu_{air}}{\lambda_{air}} \quad (3.5)$$

Avec :

μ_{air} : viscosité dynamique de l'air. [Pa.s] ou [ns/m^2] ou [$\text{kg.m}^{-1}\text{s}^{-1}$].

c_{pair} : la chaleur spécifique de l'air [J/kgK].

λ_{air} : Conductivité thermique de l'air [W/mK].

➤ Calcul du nombre de nusselt Nu :

Il est calculé selon la méthode de SCHMIDT [21] (pour une disposition en quiconque) : il est calculer en utilisant les relations (2.27), (2.28), (2.29), (2.30).

$$\text{Nu} = 0,45 \cdot (\text{Re})^{0,625} \cdot (\text{Pr})^{0,33} \cdot \left(\frac{S_T}{S_0} \right)^{-0,375}$$

Avec S_T : surface extérieure totale par mètre de longueur de tube [22].

$$S_T = S_a + S_{\text{nette}} \quad [\text{m}^2 / \text{m}].$$

- S_a : Surface des ailettes par mètre de longueur de tube.

$$S_a = 2n_0 \left(a b - \pi \frac{d_e^2}{4} \right) \quad [\text{m}^2 / \text{m}].$$

Avec $n_0 = \frac{1}{e_a + c}$ le nombre d'ailettes par mètre de longueur du tube.

- S_{nette} : Surface extérieure nette des tubes (surface des tubes substituée de celle au contact avec les ailettes).

$$S_{\text{nette}} = \pi \cdot d_e + n_0 \cdot d_e \quad \text{ou} \quad S_{\text{nette}} = \pi \cdot d_e (1 - n_0 \cdot e_a)$$

- S_0 : Surface extérieure lisse des tubes par mètre de longueur.

$$S_0 = \pi d_e \quad [\text{m}^2/\text{m}].$$

$\Phi_g = S_{\text{nette}} / S_T$ le rapport des surfaces nettes rapportée à la surface totale

$\Phi_L = S_a / S_T$ le rapport des surfaces des ailettes rapportée à la surface totale

La figure 3.1 montre une vue de face et une autre de profil de la disposition des tubes et des ailettes.

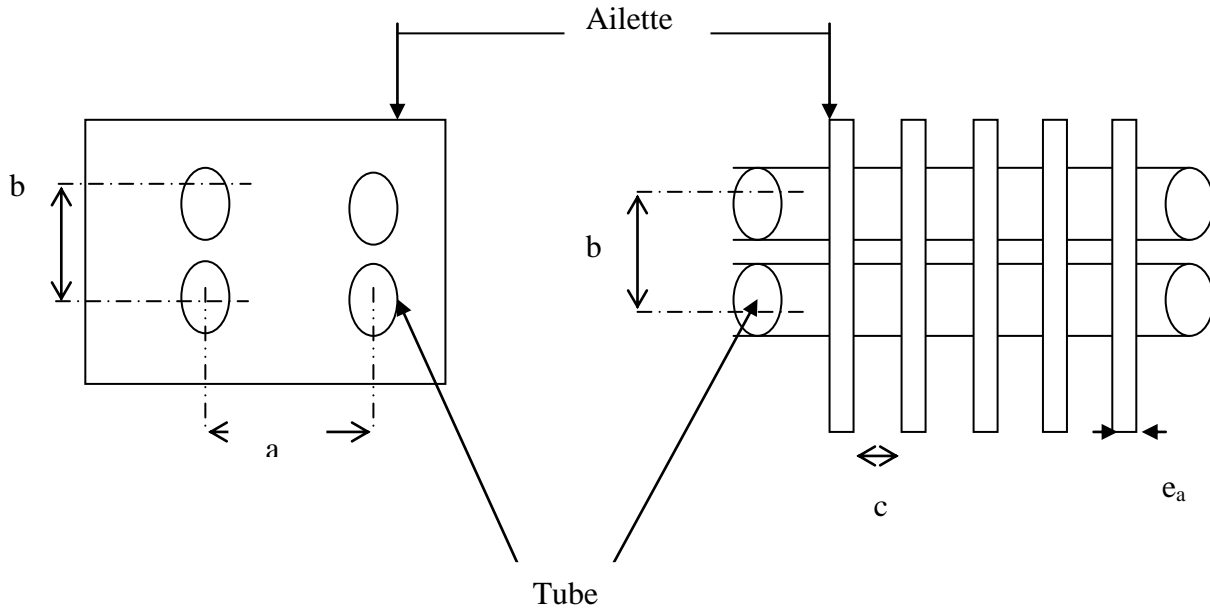


Figure 3.1: Coupe de l'évaporateur [25].

➤ Calcul du coefficient d'échange extérieur (α_{ext}) en [W/mK] :

Il est calculé d'après la relation (2.33).

$$\alpha_{ext} = \frac{Nu \lambda_{air}}{d_{eq}}$$

- Calcul du coefficient d'échange global U [22].

La relation de ce coefficient est établie pour les conditions suivantes :

- La surface d'échange est cylindrique.
- La surface extérieure est ailetée.
- Le coefficient d'échange global U est rapporté à la surface externe.

Dans ces conditions, le flux de chaleur peut s'écrire comme suit :

$$q = U S_{ext} (t_{ch} - t_f)$$

Nous avons utilisé pour le calcul du coefficient global d'échange les relations (2.2) à (2.6).

Avec :

$$U = \frac{1}{\left[\frac{1}{\alpha_{\text{int}}} \left(\frac{S_T}{S_{\text{int}}} \right) \right] + \left[\frac{1}{\alpha_{\text{app}} \cdot \eta_g} \right] + R}$$

α_{int} : Coefficient d'échange thermique interne (W/m²K), S_T : surface total (m²/m)

η_g : Rendement global de la surface ailette, S_{int} : surface interne (m²/m)

R : étant la somme des résistances thermiques.

α_{app} : est le coefficient apparent de transfert thermique côté air en $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$. Il est donné par :

$$\alpha_{\text{app}} = \alpha_{\text{ext}} [\Phi_g + \eta_a \cdot \Phi_L] \quad (\text{cas sans dépôt de givre})$$

$$\alpha_{\text{app}} = \frac{1}{\frac{1}{\xi \alpha_{\text{ext}}} + \frac{\delta_g}{\lambda_g}} [\Phi_g + \eta_a \cdot \Phi_L] \quad (\text{avec dépôt de givre})$$

ξ Est le coefficient du dépôt d'humidité, donné par :

$$\zeta = (h_{\text{ea}} - h_{\text{sa}}) \cdot [c_p (T_{\text{ea}} - T_{\text{sa}})]^{-1}$$

Avec:

c_p :chaleur spécifique de l'air

h_{ea} et h_{sa} : enthalpies de l'air à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur.

T_{ea} , T_{sa} : les températures de l'air à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur.

- Calcul de l'efficacité de l'ailette (le rendement de l'ailette) [18,22] :

Pour le calcul de l'efficacité, nous avons utilise la relation (2.7)

$$\eta_a = \frac{\tanh(mL)}{mL}$$

Avec :
$$L = \frac{\varphi de}{2} .$$

$$\varphi = (C-1) (1 + 0,35 \text{ Ln } C)$$

$$\eta_g = 1 - \frac{(1 - \eta_a) S_a}{S_T}$$

$$C = 1,28 \left(\frac{a}{de} \right) \left[\left(\frac{a}{b} \right) - 0,2 \right]^{0,5}$$

$$m = \left[\frac{2\alpha_{ext}}{\lambda_a e_a} \right]^{0,5}$$

Sachant que :

- λ_a : Conductivité thermique de l'ailette [W / mK].
- e_a : Epaisseur de l'ailette [m]
- η_g : Efficacité globale de la surface ailette
- L : longueur corrigée de l'ailette
- α_{ext} : Coefficient d'échange cote extérieure [W / m²K]
- η_a : efficacité de l'ailette
- S_a : surface des ailettes par mètre de longueur de tube [m² / m].
- S_T : surface extérieure totale par mètre de longueur de tube [m² / m].
- a : le pas transversal [m]
- b : le pas longitudinal.[m]

▪ **Calcul de la puissance** [18,22].

$$q = U (m.c_p)_{\min} . \Delta T$$

▪ Calcul de la température de sortie et la température de paroi : Pour déduire les températures de sortie, on suppose que l'échangeur est sans pertes. D'après le bilan énergétique global, le flux échangé, en fonction des températures d'entrées et de sorties, est donné par :

$$q = (m c_p)_{\text{air}} (T_{\text{air e}} - T_{\text{air s}}) = G_{R22} . L_{vr22} \quad (3.6)$$

Avec m: le débit massique de l'air (kg/s)

G_{R22} : le débit massique du fluide frigorigène (kg/s)

L_{vR22} : la chaleur latente d'évaporation du fluide frigorigène en [kJ/kg].

$c_{p\text{air}}$: la chaleur spécifique de l'air [kJ/kgK].

Le flux étant connu, ainsi que $(m c_p)_{\text{air}}$ et la température d'entrée, on déduit :

$$T_{\text{air.s}} = T_{\text{air.e}} - \left(\frac{q}{m \cdot c_{p\text{air}}} \right) \quad (3.7)$$

Donc

$$T_p = T_{\text{sat}} - U \frac{(T_{\text{sat}} - T_{\text{mair}})}{\alpha_{\text{int}}} \quad (3.8)$$

T_{ma} : température moyenne de l'air.

$$T_{\text{ma}} = \frac{T_{\text{ea}} + T_{\text{sa}}}{2} \quad (3.9)$$

T_{sat} : température de saturation du R22.

Or, cette relation donne des résultats avec des écarts assez importants par rapport aux données expérimentales, par conséquent on préfère utiliser la relation suivante [22].

D'où

$$T_p = \frac{h_{\text{FLUIDE}} \cdot T_{\text{sat}} + h_A \cdot T_{\text{ma}}}{h_{\text{FLUIDE}} + h_{\text{air}}} \quad (3.10)$$

3.3.2. Calcul hydraulique «Pertes de charge».

La perte de charge totale comprend deux parties :

- La perte de charge répartie due au frottement le long de la paroi.
- La perte de charge due aux changements de direction, variation de section et obstacles divers.

- Perte de charge côté fluide frigorigène (pertes internes).

• **Perte de charge due aux entrées et aux sorties des fluides [18,26] :**

Elle est donnée par :

$$\Delta P_f = \zeta \frac{\rho V^2}{2} \quad [\text{N/m}^2] \quad (3.11)$$

Avec :

ζ : facteur de perte de charge locale (Déterminer souvent expérimentalement).

f : masse spécifique du fluide.

V : vitesse moyenne du fluide.

La perte de pression à la sortie se traduit, dans la plupart des cas, uniquement par une pression dynamique. Ainsi, en régime turbulent et pour des extrémités des tubes chanfreinées, la perte de pression totale à l'entrée et à la sortie est donnée par :

$$\Delta P_{es} = \frac{3}{2} \left(\frac{\rho V^2}{2} \right) \quad (3.12)$$

avec : ρ : la masse spécifique du fluide.

V : vitesse moyenne du fluide.

• **Perte de charge due aux coudes** : [18,26] :

La chute de pression qui résulte d'un obstacle particulier, tel que les coudes et les collecteurs, est donnée par :

$$\Delta P_C = \xi \left(\frac{\rho V^2}{2} \right) \quad (3.13)$$

ξ : est le coefficient de perte de charge donné par :

$$\xi = 0.95 \cdot \sin^2 \left(\frac{\delta}{2} \right) + 2.05 \sin^4 \left(\frac{\delta}{2} \right)$$

Dans le cas où $\delta = 180^\circ$

$$\xi = 3$$

Et

$$\Delta P_c = \frac{3}{2} \rho V^2$$

• **Perte de charge due au frottement** [18,26].

La perte de pression par frottement est celle calculée suivant la longueur de la conduite à section constante d'après :

$$\Delta_{Pf} = \frac{|w_f|}{m.v} = 2f \cdot \frac{L}{D_H} \cdot \rho \cdot v^2 \left(\frac{\mu_p}{\mu} \right)^{0.14} \quad (3.14)$$

Avec :

f : coefficient de frottement.

m_v : débit volumique.

Δ_{Pf} : perte de charges par frottement.

m : débit massique

w_f : Énergie dissipée dans l'échangeur par frottement

ω : 4f : coefficient de perte de charge (ou coefficient de darcy)

μ_p : Viscosité dynamique calculée à la température de paroi.

μ : Viscosité dynamique calculée à la température moyenne.

L : la longueur du tube.

• **Pertes de charge totales côté fluide frigorigène (à l'intérieur du tube)** : [18,26]

La perte de charge totale est obtenue en sommant toutes les pertes de charges :

$$\Delta P_i = \Delta P_{es} + \Delta P_f + \Delta P_c = \left(\frac{3}{2} \right) \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} + \frac{WL}{D_H} (\rho V^2) \left(\frac{\mu_p}{\mu} \right)^{0.14} + \frac{3}{2} (n_r - 1) \rho v^2 \quad (3.15)$$

Avec L : la longueur totale du tube.

- **Pertes de charges côté air (pertes externes)** ([18,26]) :

La perte de charge côté air est donnée par la formule de DARCY [18].

$$\Delta P_e = \frac{4f \cdot V_E^2 \cdot D_H}{2gL} \quad (3.16)$$

D_H : diamètre hydraulique

V_e : vitesse moyenne de l'air

f : Coefficient de frottement donné dans différents cas par les corrélations suivantes :

- Faisceau quinconce :

Le coefficient de frottement est donné en fonction du nombre de Re (hydraulique) et du pas longitudinal rapporté au diamètre hydraulique :

▪ si $P_{LH} \leq 4$, nous avons [18] :

$$f = 13.5 Re h^{-0.3} \cdot P_{LH}^{-0.42} \quad (3.17)$$

Avec :

$Re h$: le nombre de Reynolds issu du diamètre hydraulique.

P_{LH} : le pas longitudinal rapporté au diamètre hydraulique.

▪ $P_{LH} \geq 4$, nous avons [18] :

$$f = (150 Re h^{-1} + 1.8 Re h^{-0.2}) \cdot P_{LH}^{0.35} \quad (3.18)$$

Valable pour $[400 < Re h < 100.000]$

Avec,

$$P_{LH} = \frac{b}{D_H} \quad \text{Et} \quad P_{TH} = \frac{a}{D_H}$$

Le diamètre hydraulique est calculé selon la géométrie de notre évaporateur par :

$$D_H = \frac{4c(\sqrt{(a^2 + b^2)} - d_e)}{2(c + \sqrt{(a^2 + b^2)} - d_e)} \quad (3.19)$$

Avec c : l'espacement entre ailettes.

3.4. Les données nécessaires à l'exécution du programme pour le fluide R22 et le R410A.

➤ Les données géométriques.

Le diamètre intérieur du tube	$d_{\text{int}} = 8.4 \text{ mm}$
Le diamètre extérieur du tube	$d_{\text{ext}} = 9.4 \text{ mm}$
L'espacement des ailettes	$c = 4 \text{ mm}$
L'épaisseur de l'ailette	$ea = 0.4 \text{ mm}$
Le nombre d'ailettes	$na = 254$
Le nombre de rangs	$nr = 4$
Le nombre de tubes	$nt = 52$
Le pas longitudinal	$b = 25 \text{ mm}$
Le pas transversal	$a = 25 \text{ mm}$
La longueur des tubes (un tronçon de tube)	$l = 560 \text{ mm}$
L'épaisseur du	$ecu = 1 \text{ mm}$.
L'épaisseur du givre	$eg = 1.5 \text{ mm}$

➤ Les données mécanique et thermo-physiques.

La température à l'entrée R22, R410A	$t_0 = 10 \text{ °C}$
La température d'entrée d'air (la plus basse)	$tea = 30 \text{ °C}$
Le débit pour le R22	$Gr_{22} = 0.01545 \text{ (kg/s)}$
Le débit pour le R410A	$Gr_{410A} = 0.0142 \text{ (kg/s)}$
Le débit de l'air	$Ga_{22} = 0.169 \text{ (kg/s)}$
La pression basse pour le fluide R22	$pr_{22} = 4 \text{ bar}$
La pression basse pour le fluide R410A	$pr_{410A} = 4 \text{ bar}$
La pression haute de condensation	$p_c = 14 \text{ bar}$
La conductivité d'aluminium	$\lambda_{al} = 180 \text{ (kcal/hm°C)}$
La conductivité thermique du cuivre	$\lambda_{cu} = 384 \text{ (kcal/hm°C)}$
La conductivité du givre	$\lambda_g = 0.326 \text{ (kcal/hm°C)}$
La chaleur latente du R22	$L_v(r_{22}) = 209320 \text{ (J/kgK)}$
La chaleur latente du R410A	$L_v(r_{410A}) = 226770 \text{ (J/kgK)}$
Le titre de vapeur pour le R22	$x = 0.24 = 24\%$
Le titre de vapeur pour le R410A	$x = 0.29 = 29\%$

➤ **les propriétés physique des fluides** : Elles sont évaluées à la température d'évaporation.

Température de saturation $t_{sat} = -5$ (°C)

* La viscosité dynamique

$$\mu_{r22} = 0.000222 \text{ (ns/m}^2\text{) ou (pa.s)}$$

$$\mu_{r410A} = 0.000176 \text{ (ns/m}^2\text{) ou (pa.s)}$$

* La conductivité thermique

$$\lambda_{r22} = 0.0982 \text{ (W/mK)}$$

$$\lambda_{r410A} = 0.1171 \text{ (W/mK)}$$

* La chaleur spécifique

$$c_{p_{r22}} = 1159 \text{ (J/kgK)}$$

$$c_{p_{r410A}} = 1483 \text{ (J/kgK)}$$

* La masse volumique

$$\rho_{r22} = 1298 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$\rho_{r410A} = 1191.89 \text{ (kg/m}^3\text{)}.$$

➤ **la vitesse du fluide frigorigène** : la vitesse est calculée suivant les formules suivantes :

$$q = Ga \cdot c_{p_a} \Delta t_a = Gr_{22} Lv_{r22}$$

$$\text{Avec: } Ga = Va S_{ref} \rho_a = (2.5) \cdot (0.055) \cdot (1.23) = 0.169 \text{ (Kg/s)}$$

$$\text{D'où: } Gr_{22} = \frac{Ga c_{p_a} \Delta t_a}{Lv_{r22}} = \frac{(0.169) \cdot (1.0056) \cdot (30 - 11)}{209.32} = 0.0154 \text{ (Kg/s)}$$

$$Gr_{22} = \rho v_{r22} S \quad \text{D'où } v_{r22} = \frac{Gr_{22}}{\rho S} = \frac{0.0154}{(1298)(\pi/4)(0.0084)^2} = 0.21 \text{ (m/s)}.$$

La vitesse du fluide R22

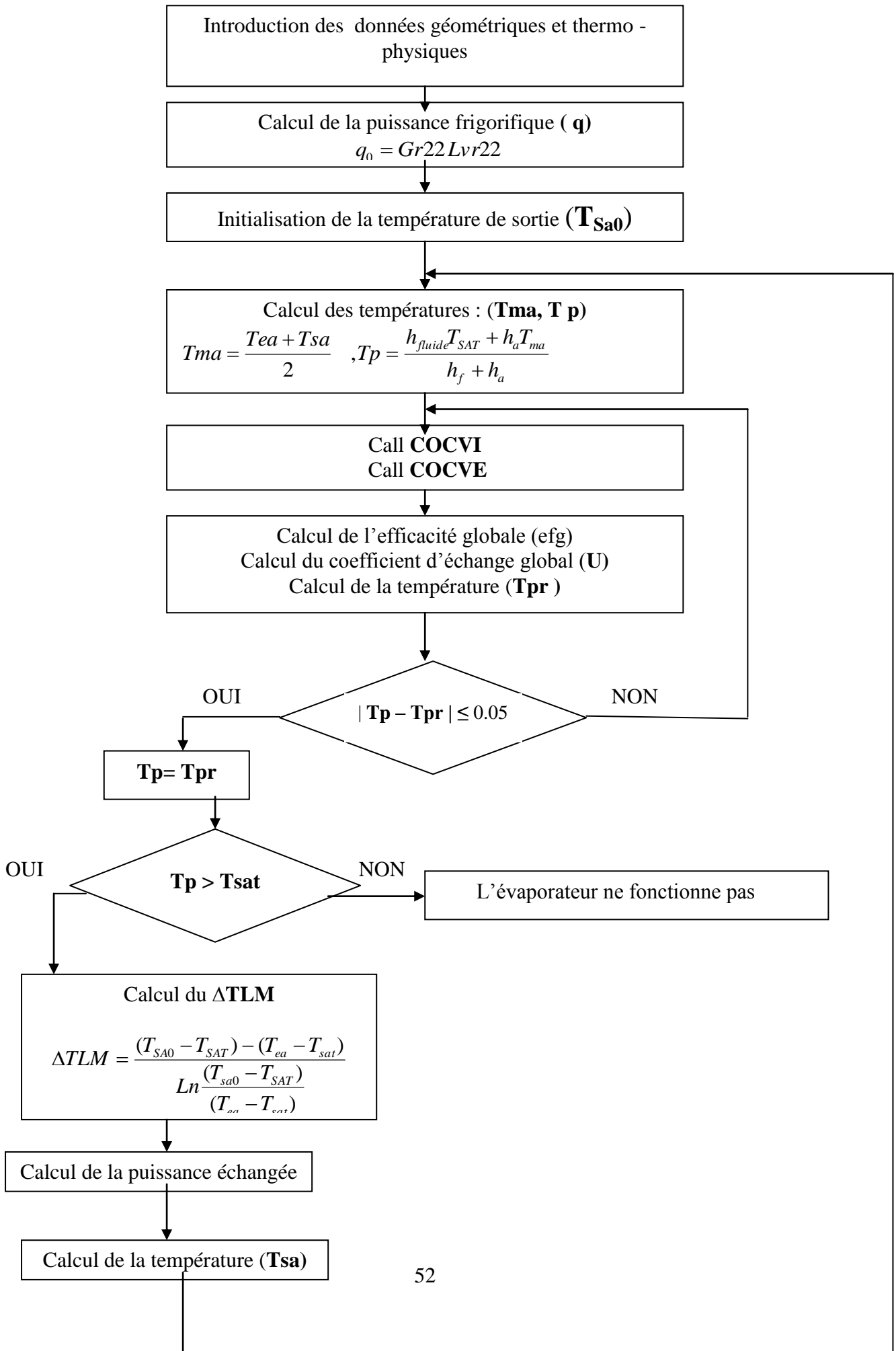
$$v_{r22} = 0.21 \text{ (m/s)}$$

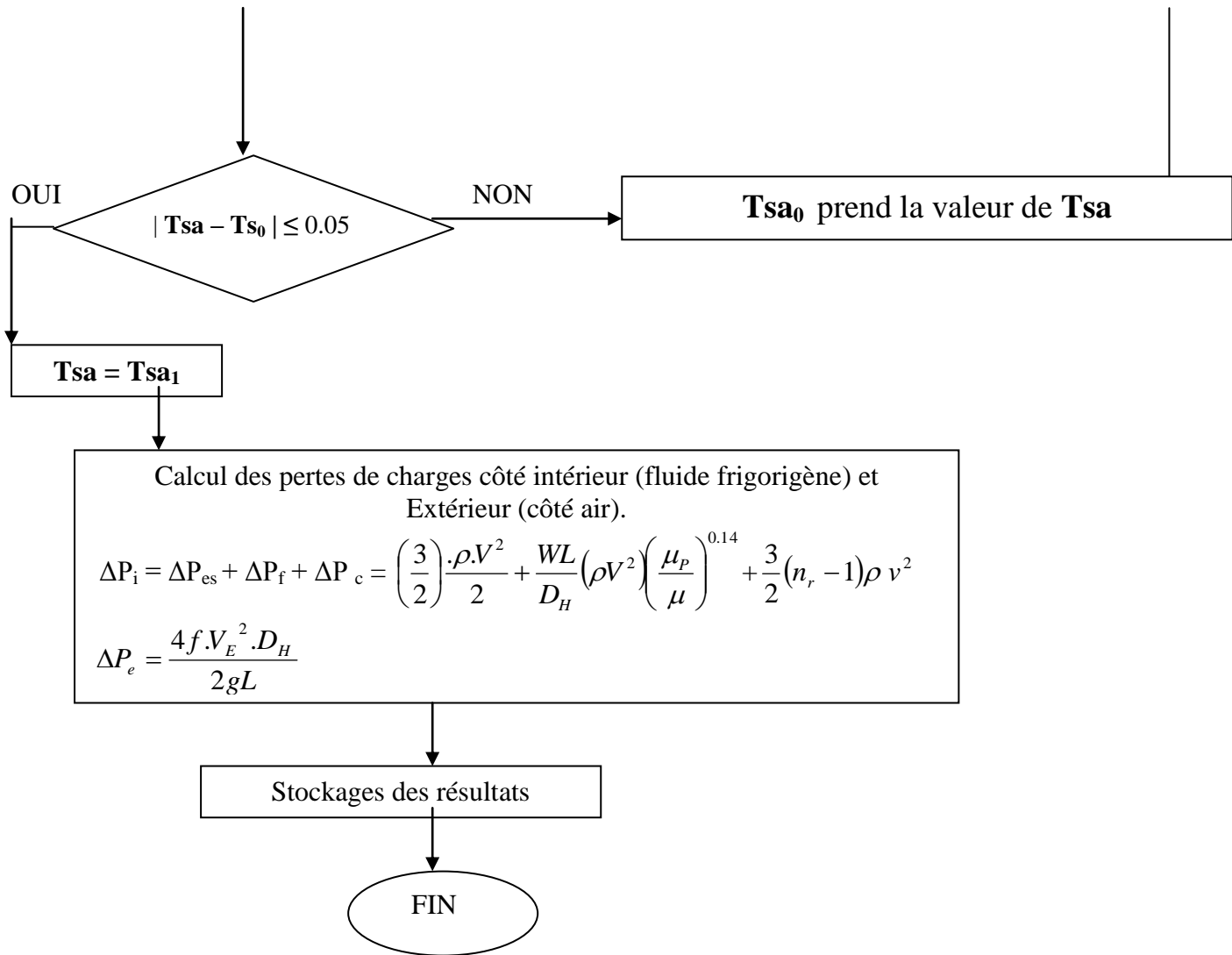
La vitesse du fluide R410A

$$v_{r410A} = 0.215 \text{ (m/s)}$$

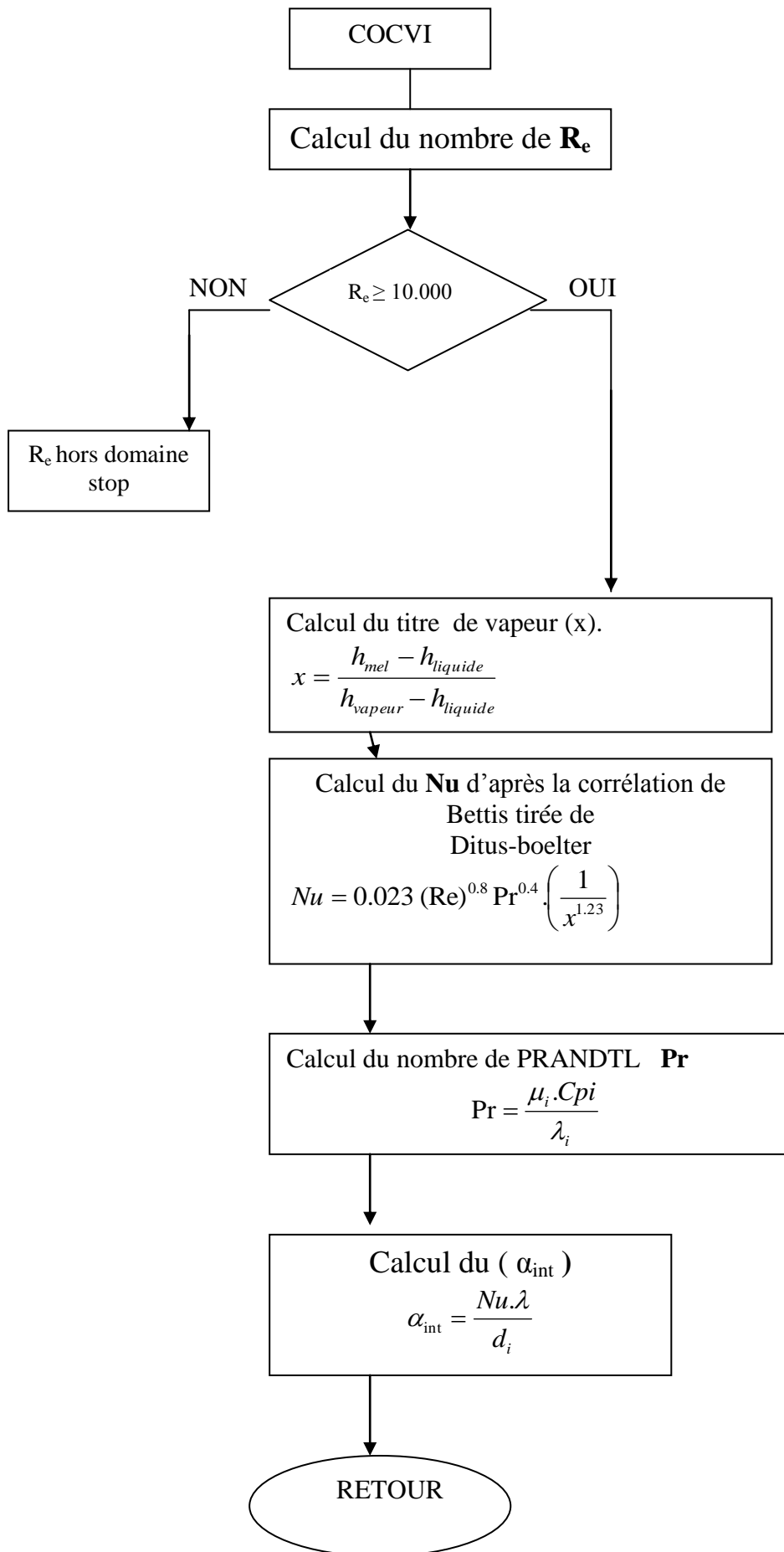
3.5. L'organigramme de calcul

Programme Principal

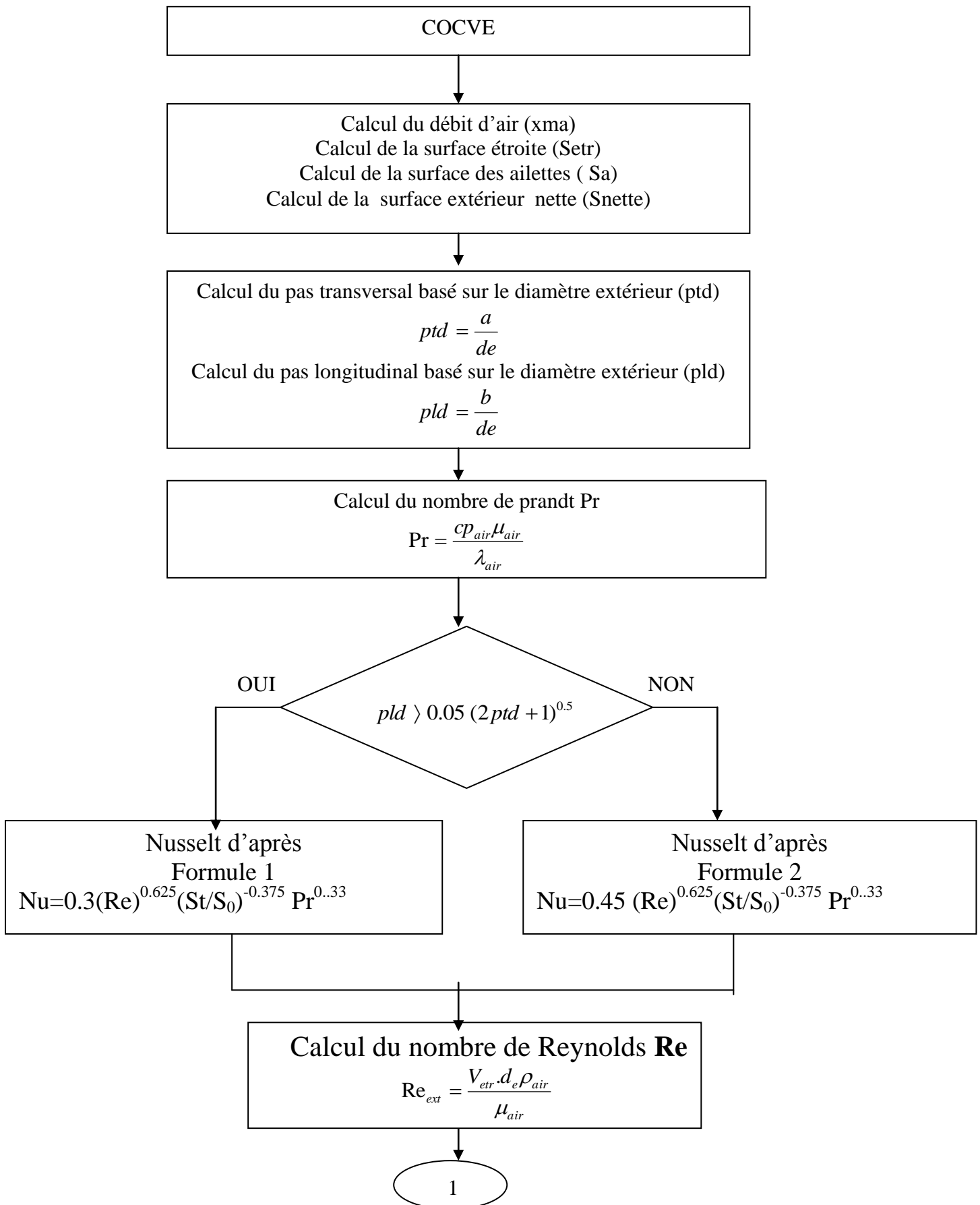


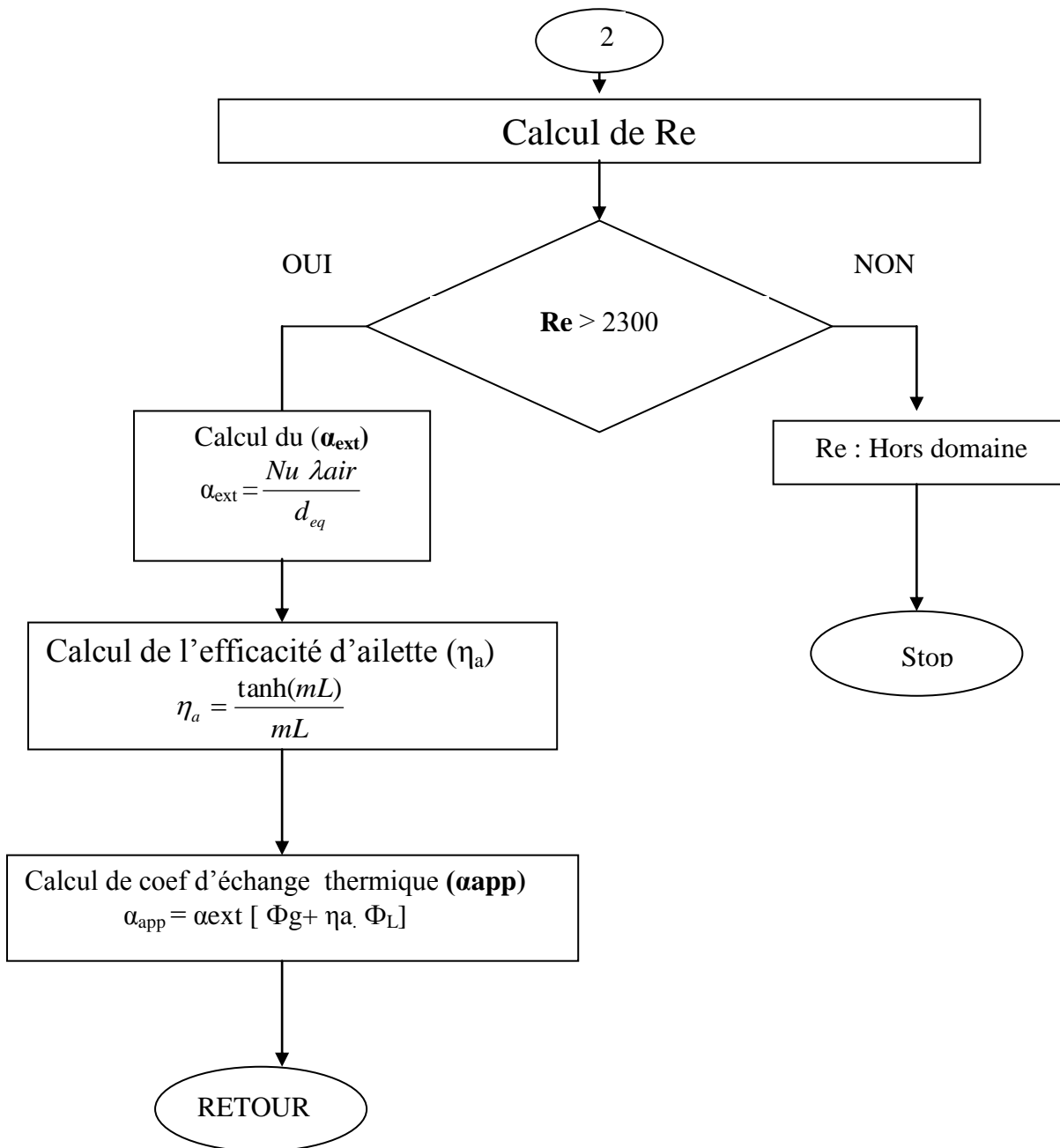


[Sous programme : coefficient d'échange thermique intérieur]

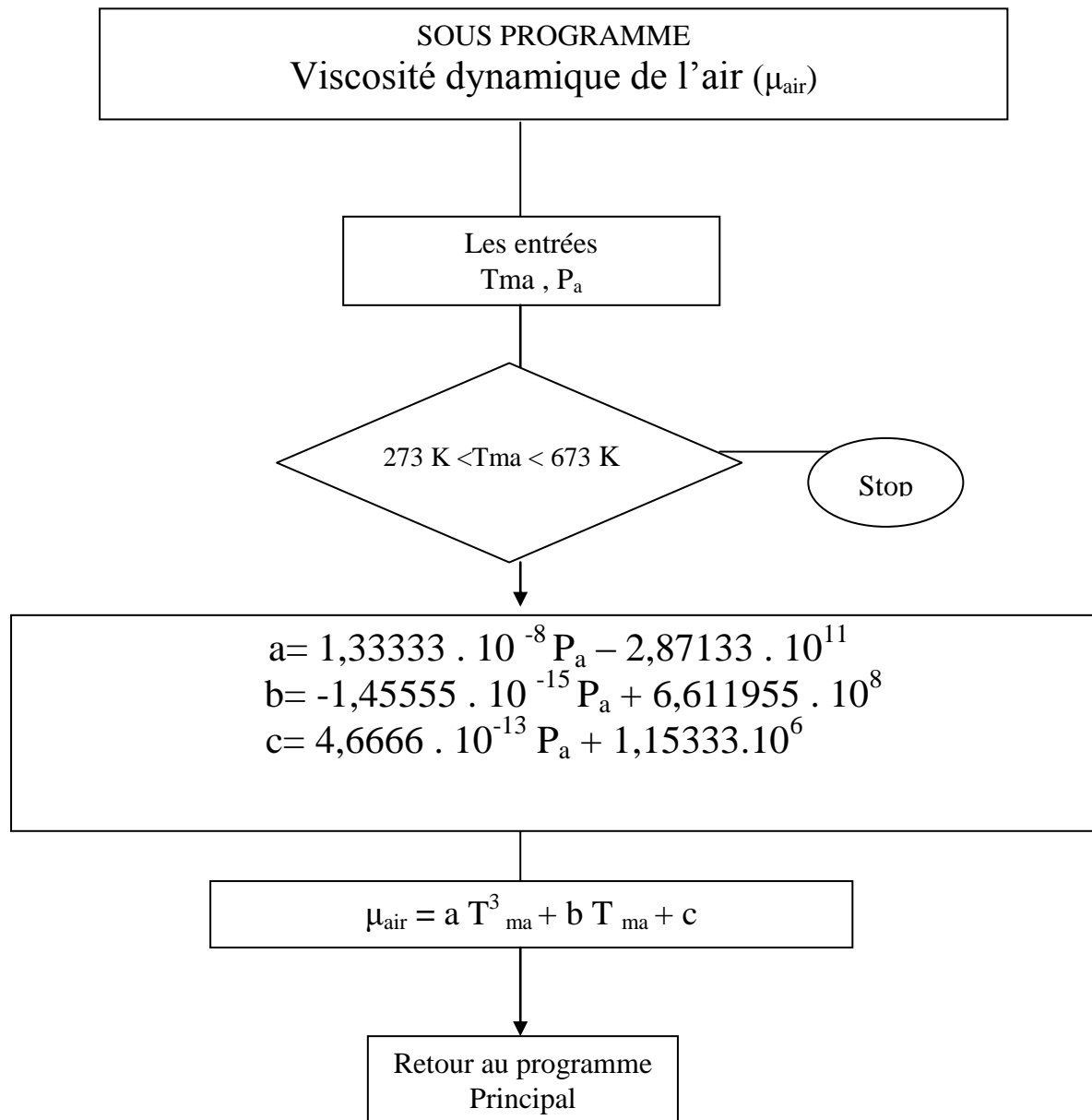


[Sous programme : coefficient d'échange thermique extérieur]

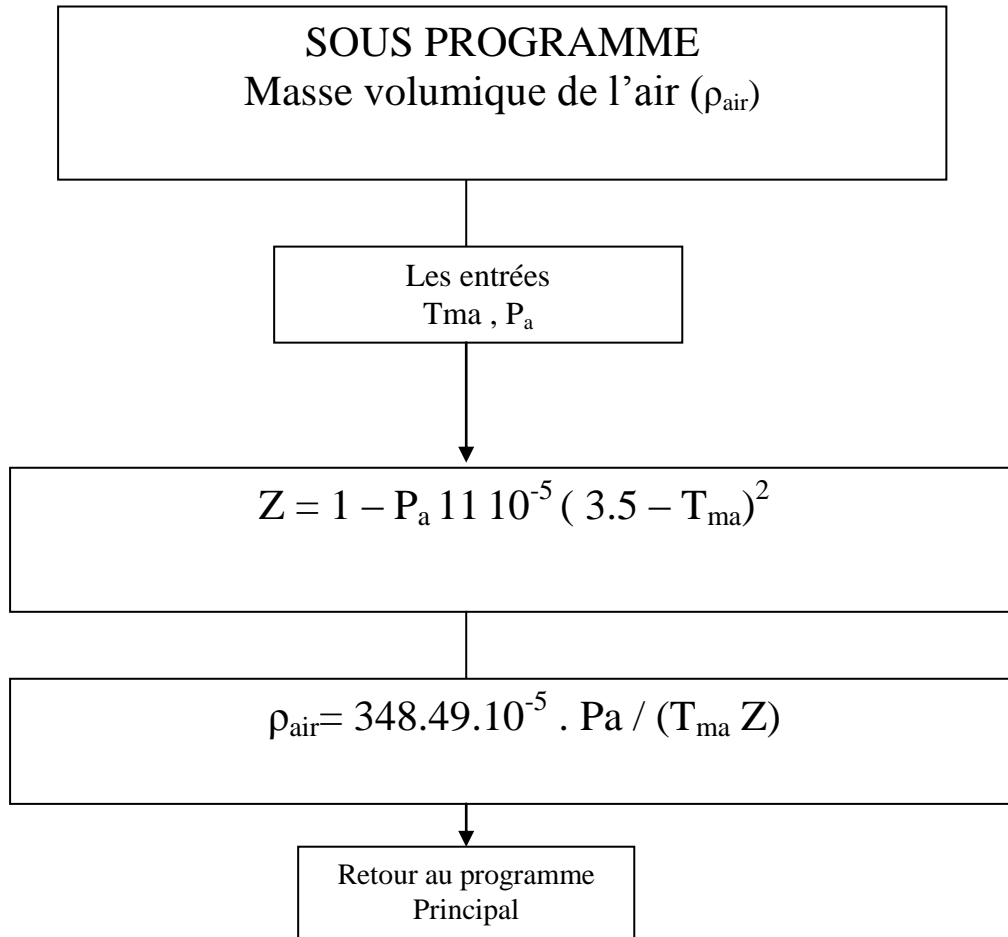




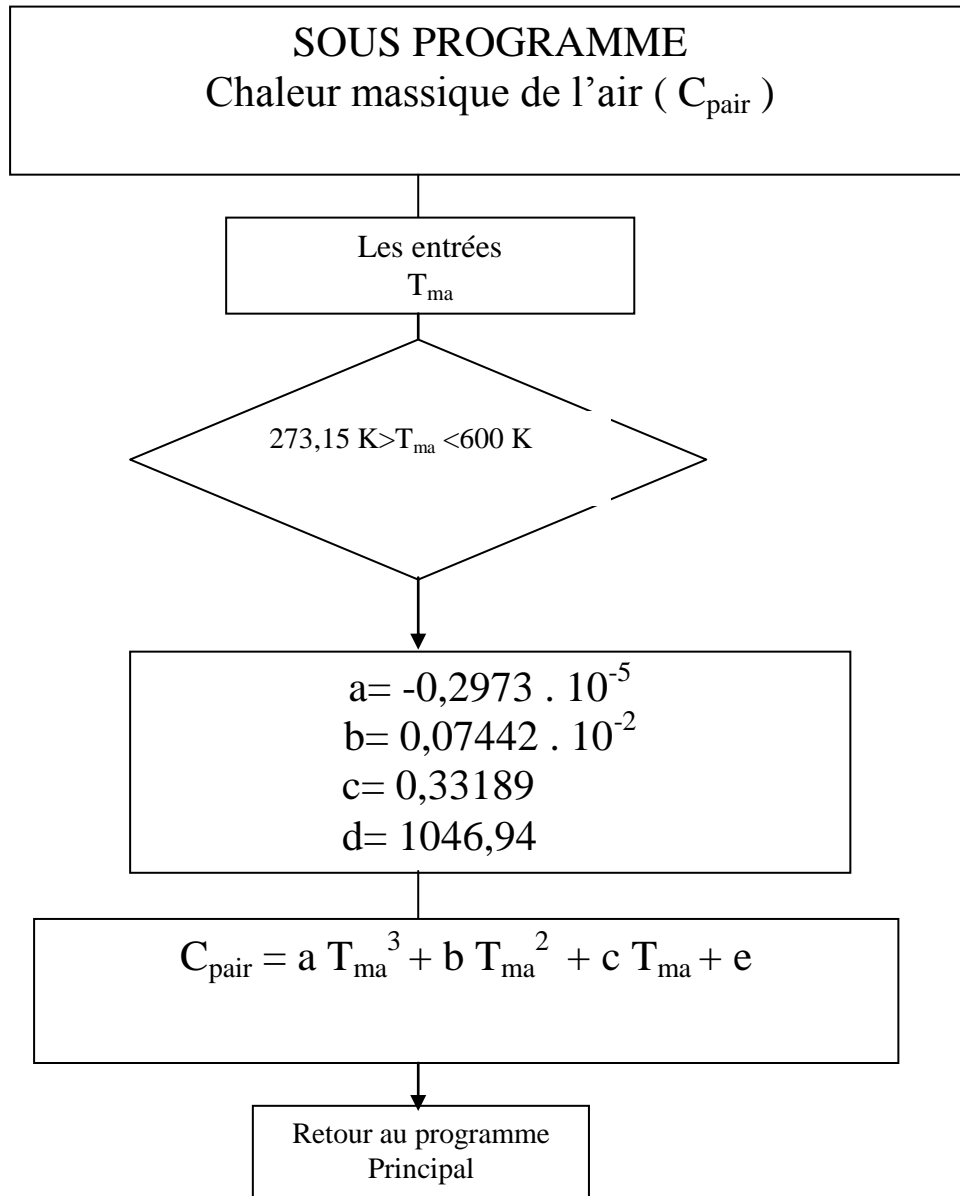
[Sous programme de type fonction (μ_{air})]



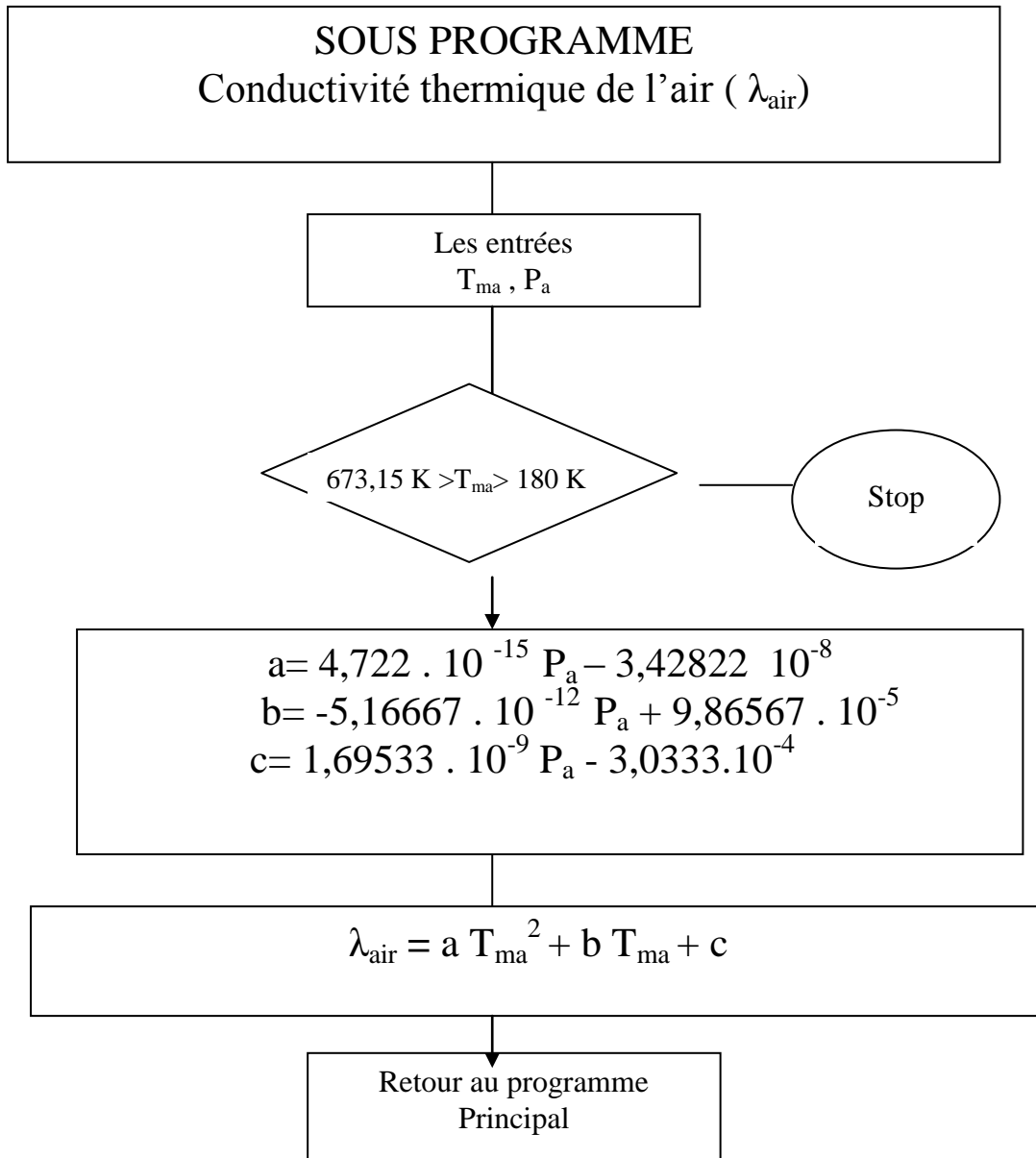
[Sous programme de type fonction (ρ_{air})]



[Sous programme de type fonction (C_{pair})]



[Sous programme de type fonction (λ_{air})]



CHAPITRE 4.

DISPOSITIF EXPERIMENTAL ET RESULTATS DE MESURES

Dans ce chapitre, nous trouverons les détails du dispositif expérimental utilisé, les mesures effectuées et les résultats des mesures.

4.1. Présentation du banc d'essai expérimental.

Le banc expérimental est composé d'une machine frigorifique à compression mécanique de vapeur de type mono - étagé et d'une batterie de chauffage électrique reliée à l'évaporateur de la machine frigorifique.

La batterie de chauffage électrique permet d'augmenter la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur (en amont). On obtient, ainsi, la température désirée de l'air à l'entrée de l'évaporateur.

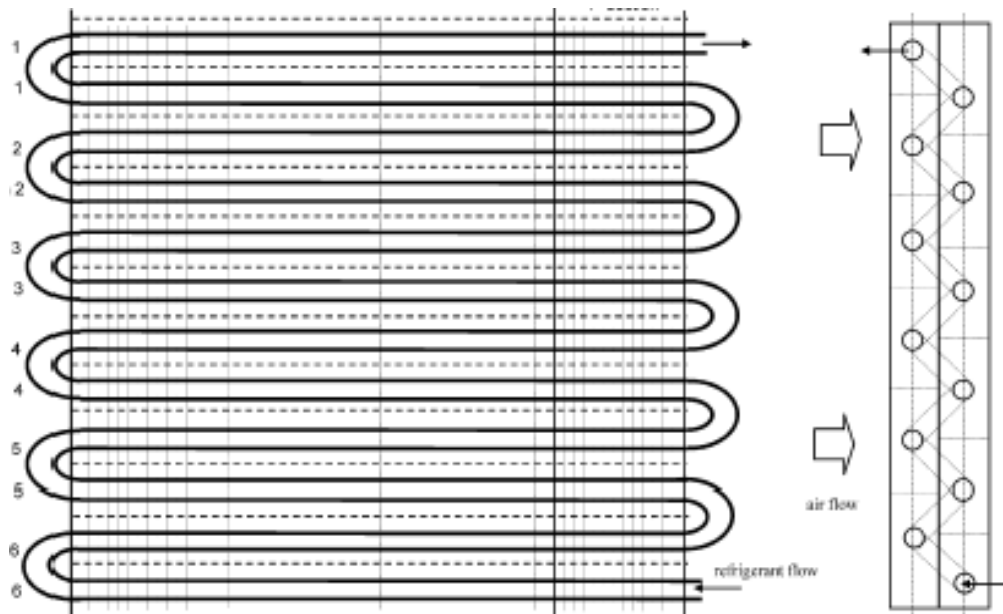


Figure 4.1 : Banc expérimental.

4.1.1. Les caractéristiques de la machine frigorifique

a. Evaporateur à circulation d'air forcée.

Schéma de l'évaporateur :



Les caractéristiques de l'évaporateur sont les suivantes :

Diamètre intérieur des tubes	$d_{\text{int}} = 8.4 \text{ mm}$
Diamètre extérieur des tubes	$d_{\text{ext}} = 9.4 \text{ mm}$
Epaisseur des ailettes	$e_a = 0.4 \text{ mm}$
Longueur (un tronçon de tube)	$L = 560 \text{ mm}$
Largeur	$l = 86 \text{ mm}$
Espacement entre les ailettes	$c = 4 \text{ mm}$
Pas longitudinal	$b = 25 \text{ mm}$
Pas transversal	$a = 25 \text{ mm}$
Nombre des ailettes	$N_a = 254$
Nombre de rangées	$N_r = 4$
Nombre de passes	$N_p = 26$
Nombre de tubes	$N_{\text{tub}} = 52$

b. Ventilateur.

c. Moto-compresseur hermetique.

d. Condenseur à circulation forcée.

Les caractéristiques sont les suivantes :

Diamètre intérieur des tubes	$d_{\text{int}} = 8.4 \text{ mm}$
Diamètre extérieur des tubes	$d_{\text{ext}} = 9.4 \text{ mm}$
Epaisseur des ailettes	$e_a = 0.4 \text{ mm}$
Longueur	$L = 560 \text{ mm}$
Largeur	$l = 8.6 \text{ m}$
Espacement entre les ailettes	$e = 2.1 \text{ mm.}$
Pas longitudinal	$b = 25 \text{ mm}$
Pas transversal	$a = 25 \text{ mm}$
Nombre des ailettes	$N_a = 254$
Nombre de rangées	$N_r = 4$
Nombre de passes	$N_p = 29$
Nombre de tubes	$N_{\text{tub}} = 61$

e. Ventilateur soufflant.

f. Détendeur

g. Thermostat

4.1.2. Les caractéristiques de la batterie de chauffage électrique à courant transversal.

La batterie de chauffage se compose d'un caisson isolé à l'intérieur avec de l'aluminium. Ce dernier joue le rôle d'une membrane pour protéger le châssis et assurer l'isolation thermique. Les résistances chauffantes se trouvent à l'intérieur du caisson. Elles sont maintenues aux parois du caisson par des supports.

Ces résistances permettent de simuler des températures de différentes valeurs.

Lors du passage de l'air à travers les différentes rangées (groupement) de résistances. La température de ce dernier augmente sous l'effet de la chaleur dégagée par effet de Joule par les résistances électriques.

4.2. Les appareils de mesure :

Les appareils de mesure utilisés sont les suivants :

❖ **Thermocouple.**

❖ **Anémomètre thermique :** les anémomètres utilisent des couples thermoélectrique dont l'un, chauffé à la force électromotrice qui résulte de la différence de température, est proportionnelle à la vitesse de l'air.

❖ **Thermomètre à Infrarouge avec pointeur laser :** Les appareils de mesure à infrarouge offrent d'importants avantages pour les applications qui ne pourraient être solutionnées à l'aide de thermomètre courant (conventionnels). Leur performance optiques et leurs multiples fonctions en font des outils professionnels. Ils sont précis, rapides et simple à manipuler (le principe est : Viser - Tirer - Liser).

Globalement, ils sont utilisés dans les cas suivants :

- * à très haute température, là où l'utilisation des thermocouples devient difficile.
- * pour des surfaces de faible conductivité thermique et des corps à faible capacité thermique.
- * pour des pièces en mouvement, inaccessible ou conductrices de l'électricité avec de grande vitesse de réponse (<1s).
- * pour des objets où on désire éviter des mesures de contact.

Fonctionnement des thermomètres à infrarouge.

Le système optique d'un thermomètre à infrarouge intercepte l'énergie rayonnée par une zone (spot) de mesure circulaire et la concentre sur un détecteur. On utilise comme lentille un matériau à fort indice de transmission. L'énergie reçue sur le détecteur est amplifiée électroniquement et convertie (transformée) en un signal électrique. La résolution optique se déduit du rapport entre la distance de mesure (celle-ci doit être toujours plus petite que l'objet à mesurer ou que le point de mesure concerné, plus la résolution optique est grande, plus il est possible de mesurer de petits spots à de grandes distances).

4.3. Analyse du cycle avec différentes températures de l'air à l'entrée (en amont) de l'évaporateur.

- Après avoir vérifié l'alimentation électrique du groupe frigorifique et de l'échangeur, on met en marche l'ensemble, puis on contrôle l'état des résistances branchées.
- On note la valeur des pressions haute et basse suivant l'indication des manomètres.

Les mesures se font en deux phases comme suit :

- Mesure des températures d'entrées et sorties : pour cela, on pointe la sonde du thermocouple au milieu de l'évaporateur, puis on note la valeur après un instant.
- Mesure des températures de parois : on vise avec le thermomètre à infrarouge à pointeur laser le tube, tout en maintenant l'appareil dans la position adéquate. On tire puis on relève la valeur indiquée. On répète l'opération sur toute la longueur du tube de l'évaporateur.

Une fois, les températures le long du tube de l'évaporateur relevées ; on alimente d'autres résistances pour obtenir d'autres températures d'entrées de l'air et on recommence l'opération.

Recommandations pratiques pour la mesure des températures :

- Il faut favoriser au maximum les échanges thermiques entre le milieu dont on désire mesurer la température et le détecteur. Ceux-ci sont dus à la conduction, à la convection et au rayonnement.
- il faut réduire au minimum les échanges entre le détecteur et le milieu extérieur qui est le plus souvent le milieu ambiant.

4.3.1. Résultats des essais (mesures) :

1^{er} cas : La batterie fonctionne avec une résistance principale de 1875 W

- Pour l'air tea (température d'entrée d'air) = $36 \pm 1^\circ\text{C}$
- Pour le R22
 - $T_{\text{refoulement (sortie)}} = 16 \pm 1^\circ\text{C}$
 - pression aspiration $P_{\text{ev}} = 4.9 \text{ bar}$
 - pression refoulement $P_{\text{c}} = 16.9 \text{ bar}$

2^{ème} cas : La batterie fonctionne avec une résistance principale de 1875 W plus (+) un rang de 3 résistances :

- Pour l'air tea (température d'entrée d'air) = $59 \pm 1^\circ\text{C}$
- Pour le R22 - $T_{\text{refoulement (sortie)}} = 17^\circ\text{C}$
- pression aspiration $P_{\text{EV}} = 5 \text{ bar}$
- pression refoulement $P_{\text{C}} = 17.5 \text{ bar}$

3^{ème} cas : La batterie fonctionne avec un rang de 3 résistances ($600*3 = 1800 \text{ W}$) :

- Pour l'air tea (température d'entrée d'air) = $30 \pm 1^\circ\text{C}$
- Pour le R22 - $T_{\text{refoulement (sortie)}} = 11 - 12^\circ\text{C}$
- Pression aspiration $P_{\text{EV}} = 4 \text{ bar}$
- Pression refoulement $P_{\text{C}} = 13 - 14 \text{ bar}$

4^{ème} cas : La batterie fonctionne avec deux range donc 6 résistances ($600*6 = 3600 \text{ W}$) :

- Pour l'air tea (température d'entrée d'air) = $50 \pm 1^\circ\text{C}$
- Pour le R22 - $T_{\text{refoulement (sortie)}} = 15^\circ\text{C}$
- Pression aspiration $P_{\text{EV}} = 4.4 \text{ bar}$
- Pression refoulement $P_{\text{C}} = 14.5 \text{ bar}$

5^{ème} cas : La batterie fonctionne avec trois rangs donc 9 résistances ($600*9 = 5400 \text{ W}$) :

- Pour l'air tea (température d'entrée d'air) = 70°C
- Pour le R22 - $T_{\text{refoulement (sortie)}} = 19^\circ\text{C}$
- Pression aspiration $P_{\text{EV}} = 5 \text{ bar}$
- Pression refoulement $P_{\text{C}} = 17 \text{ bar}$

4.3.2. Analyse thermique de l'échangeur (l'évaporateur) :

On mesure la température de la paroi dans le circuit de l'évaporateur suivant le parcours (chemin) du fluide frigorigène dans ce dernier par rapport à la longueur de (L). Nous avons obtenu les résultats suivants :

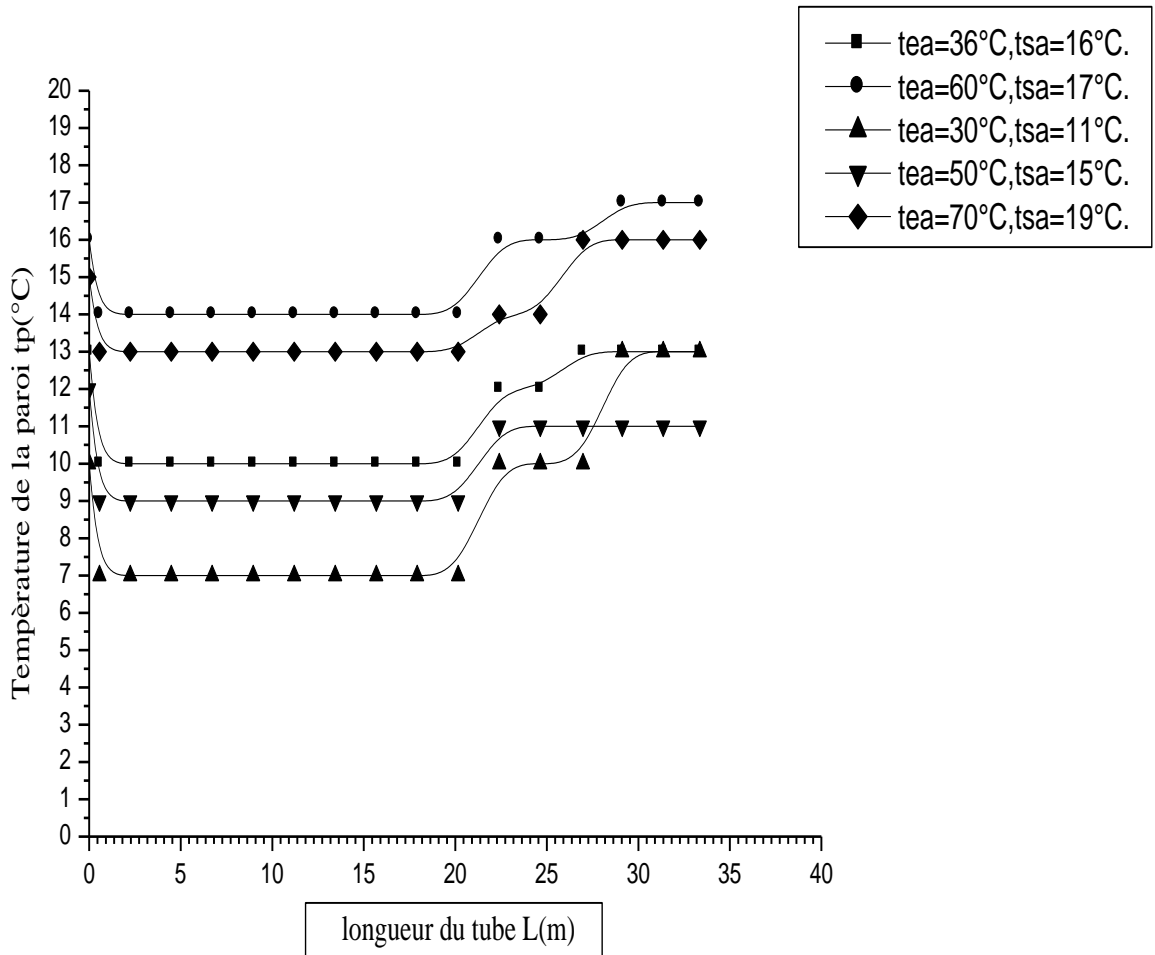


Figure 4.2 : Le profil de la température aux parois des tubes de l'évaporateur.
(Synthèse des mesures expérimentales).

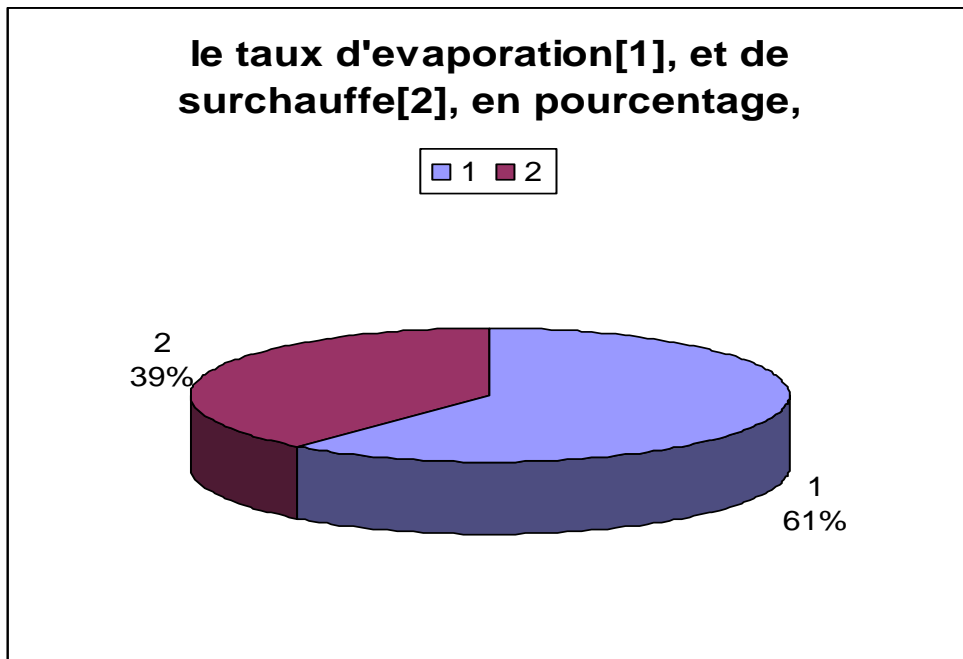


Figure 4-3 : les surfaces d'évaporation et de surchauffe en pourcentage rapportée à la surface totale

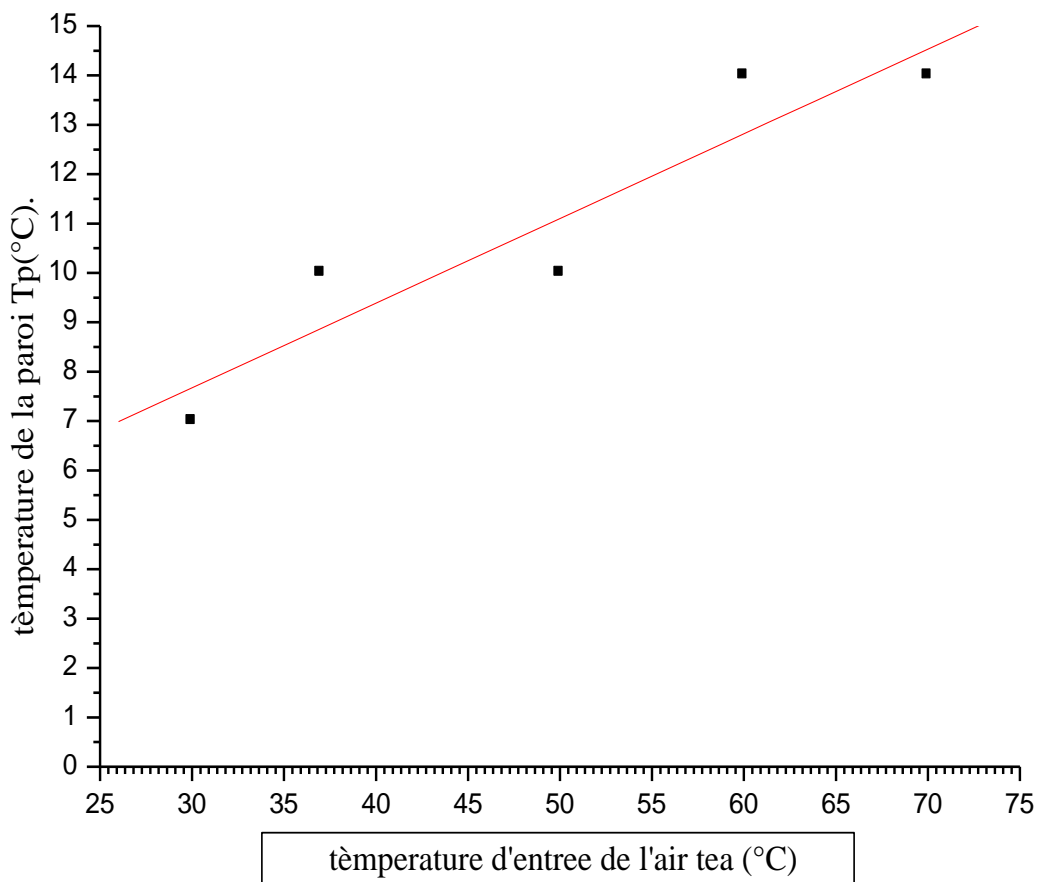


Figure 4.4: Le profil de la température de paroi T_p en fonction de la température d'entrée de l'air.

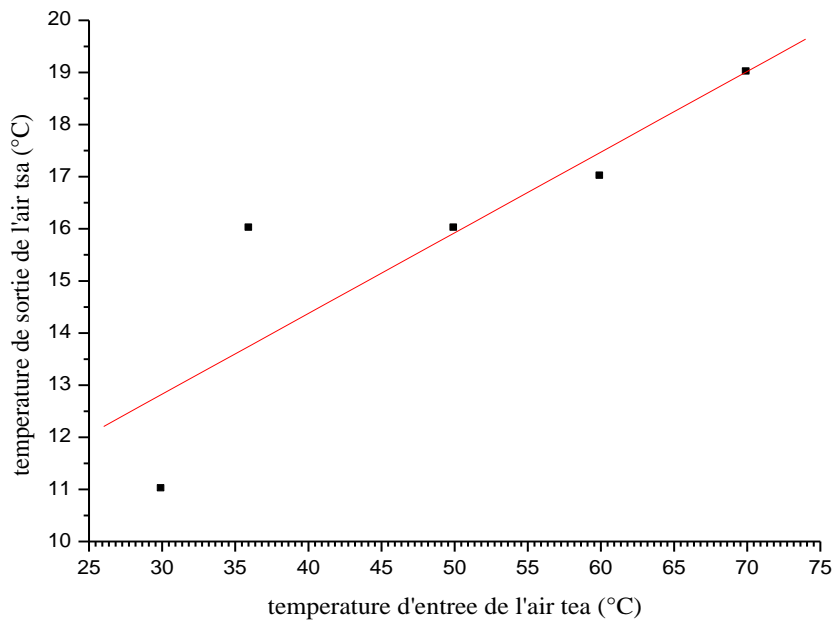


Figure 4-5: Profil de la température d'entrée d'air en fonction de la température de sortie de l'air

Commentaires.

Sur la figure 4.2, on constate qu'il y a trois régions (parties) :

- Région 1 : comprise entre [0 m- 0.56 m] caractérise la phase de fin de détente.

- Région 2 : comprise entre [0.56 m - 20.16 m] représente la phase de vaporisation se produisant à une température et pression constantes. (Partie d'évaporation où il existe le changement de phase caractérise par : $t_p = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$, et $t_0 = - 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ (t_0 est la température d'évaporation qui correspond à une pression d'évaporation égale a 4 bar qui a été mesurée expérimentalement).

- Région 3 : comprise entre [20.16m-33.6m] caractérise normalement la croissance linéaire de la température de $t = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $t = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ puis à $t = 13\text{ }^{\circ}\text{C}$. Donc le $\Delta T_{\text{surchauffe}} = 6\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Cette augmentation représente le tronçon de la surchauffe des vapeurs à la sortie de l'évaporateur et l'entrée du compresseur. Elle est indispensable pour la réalisation du régime de marche sec. Cette surchauffe nous permet d'avoir :

- * Une augmentation de la production de froid et donc de la performance de la machine
- * Eviter les coûts de liquide à l'aspiration.

La figure 4.3 présente le taux d'évaporation et de surchauffe en pourcentage. On remarque d'après les résultats des mesures expérimentales que la portion de la surchauffe des vapeurs représente environ 39 % de la surface d'échange totale.

La figure 4.4 représente le profil de la température de paroi T_p en fonction de la température d'entrée de l'air. Ce résultat expérimental nous permet de conclure que la température de la paroi (T_p) croît de manière presque linéaire (si on tient compte des erreurs sur les mesures) avec l'augmentation de la température d'entrée d'air.

Ce résultat est très important puisqu'il va nous permettre de valider notre modélisation.

La figure 4.5 représente le profil de la température d'entrée d'air t_{ea} en fonction de la température de sortie t_{sa} , l'évolution de la courbe est croissante et linéaire.

4.3.3. Les erreurs sur les mesures :

- Incertitude provenant des instruments de mesure.

Pour les mesures que nous avons effectuées, l'incertitude des appareils de mesure est :

- le thermocouple : l'incertitude de mesure est égale $\Delta T = 1^\circ\text{C}$.
- le thermomètre à infrarouge : l'incertitude de mesure est égale $\Delta T = (1 \text{ à } 2)^\circ\text{C}$

- Incertitude due à l'expérimentateur.

Le choix de la méthode d'utilisation des instruments de mesure intervient également dans la détermination de l'incertitude.

CHAPITRE 5

RESULTATS DE LA MODELISATION ET COMPARAISON AVEC LES RESULTATS EXPERIMENTAUX

Dans ce chapitre, nous avons regroupé les résultats de la modélisation obtenus à l'aide du programme de calcul élaboré dans le cadre de ce travail pour les deux fluides R22 et R410A ainsi que les commentaires et analyses relatifs à la comparaison des résultats de la modélisation et ceux des expériences réalisées sur un évaporateur équipant un climatiseur type ENIEM 2CV et fonctionnant avec le fluide frigorigène R22.

Les résultats de la modélisation et ceux issus des expériences concernent aussi bien l'aspect transfert thermique au niveau de l'évaporateur (coefficient d'échange interne, température de paroi, puissance échangée, efficacité de l'échangeur, etc.) que les pertes de charges.

Concernant la comparaison des résultats de la modélisation aux résultats expérimentaux pour le fluide frigorigène R22, nous nous sommes intéressés particulièrement à l'évolution de la température de paroi en fonction de la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur. Alors que, pour la comparaison des performances des deux fluides frigorigènes, à savoir le R22 et le R410A, ce sont les coefficients d'échanges interne et global et les pertes de charges qui ont été utilisés.

5.1. Résultats de la modélisation.

L'exécution du programme, élaborée dans le cadre de ce travail, nous a permis d'effectuer une étude paramétrique et d'obtenir les résultats que nous allons exposer dans ce qui suit.

a. Variation du coefficient d'échange global en fonction de la vitesse de l'air.

Les figures 5.1 et 5.2 montrent respectivement l'évolution des coefficients de transfert thermique global U et extérieur h_{ext} de l'évaporateur étudié en fonction de la variation de la vitesse de l'air pour des valeurs allant de 2.5 m/s jusqu'à 5 m/s, et cela pour différentes valeurs de la température d'entrée d'air allant de 30 °C à 50 °C. Nous avons choisi les mêmes plages que celles sélectionnées durant les mesures expérimentales.

Rappelons que, dans ces calculs :

- Le coefficient de transfert thermique extérieur ' α_{ext} ' est calculé en utilisant la corrélation de [SCHMIDT].
- Le coefficient global d'échange thermique ' U ' est rapporté à la surface externe.

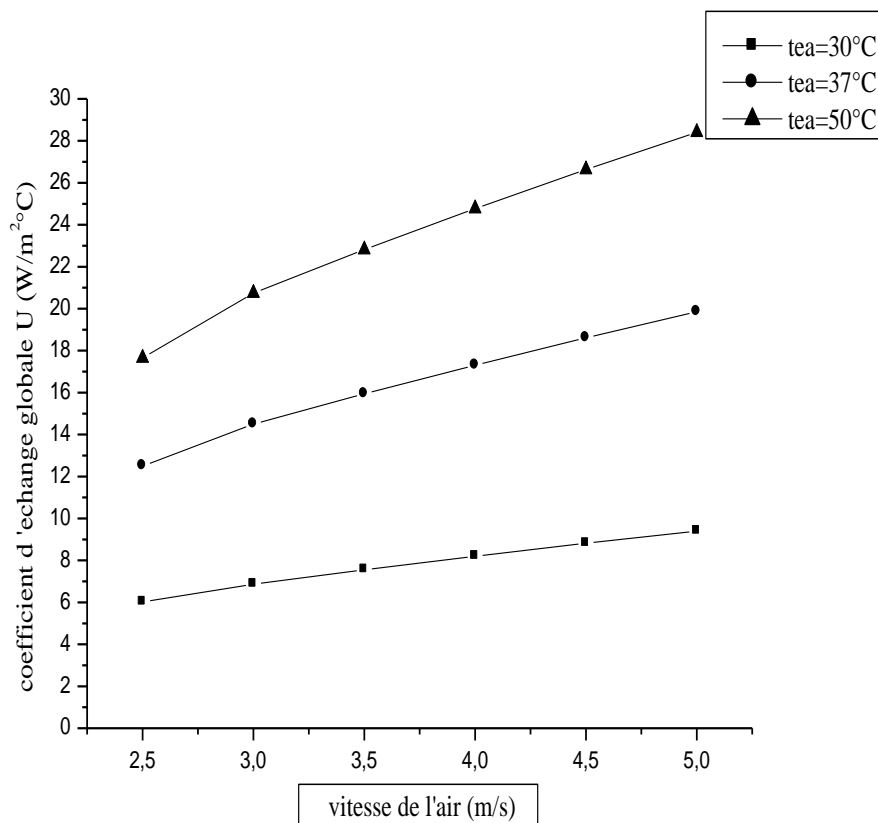


Figure 5.1 : Profil du coefficient d'échange global U (W/m^2K).

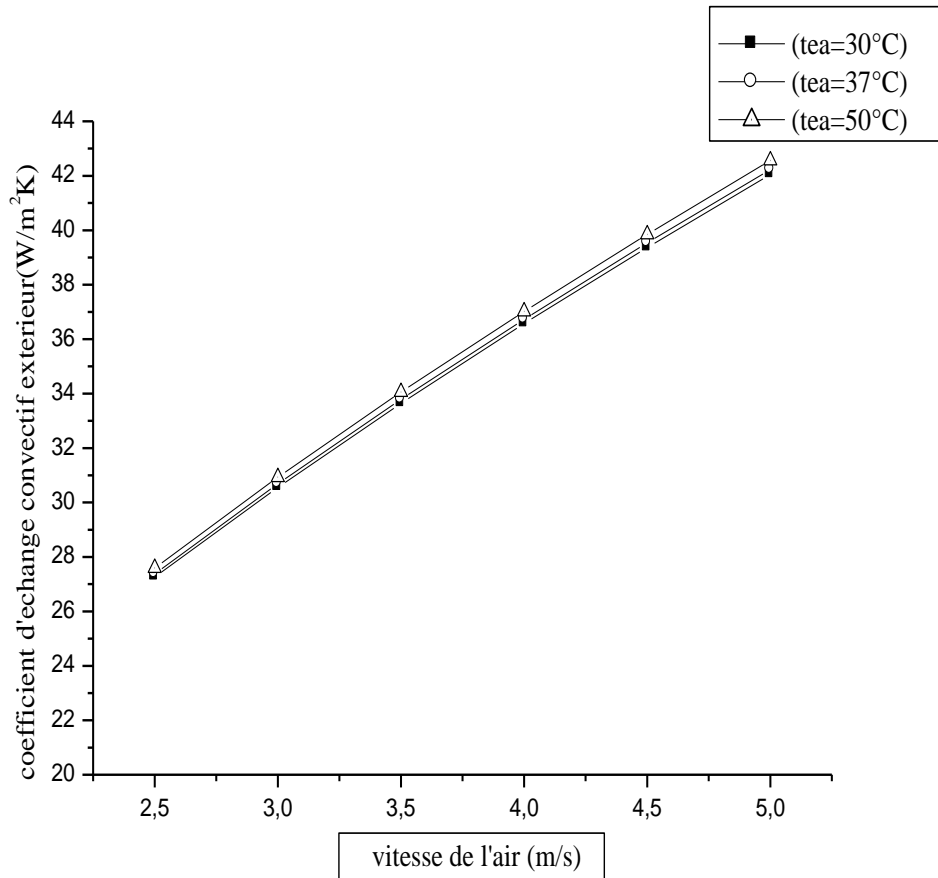


Figure 5.2 : Profil du coefficient d'échange convectif (α_{ext}).

La figure 5.1 qui représente l'évolution du coefficient d'échange global U permet de montrer que ce dernier augmente de façon presque linéaire en fonction de la vitesse de l'air à l'entrée de l'évaporateur. En plus, lorsqu'on augmente la valeur de la température d'entrée de l'air, le coefficient U croit.

La même analyse est valable pour le coefficient d'échange convectif extérieur α_{ext} . La figure 5.2 montre que ce dernier est proportionnel (variation presque linéaire) à la vitesse d'entrée de l'air ; par contre, l'effet de la température d'entrée de l'air sur ce coefficient n'est pas très important. En effet, la variation n'est visible que légèrement.

L'explication qu'on peut donner à ce résultat est le fait que le coefficient global varie proportionnellement avec le α_{ext} qui est à son tour varie avec les propriétés thermo-physiques évoluant avec la température.

b. Variation de la température de la paroi du tube en fonction de la vitesse de l'air.

La figure 5.3 permet de visualiser l'influence de la température d'entrée d'air sur la variation de la température de paroi des tubes de l'évaporateur. Nous avons pour cela effectué les calculs pour les mêmes valeurs des températures de l'air utilisées pendant la phase expérimentale. Ces valeurs s'étendent de 27 °C jusqu'à 70 °C.

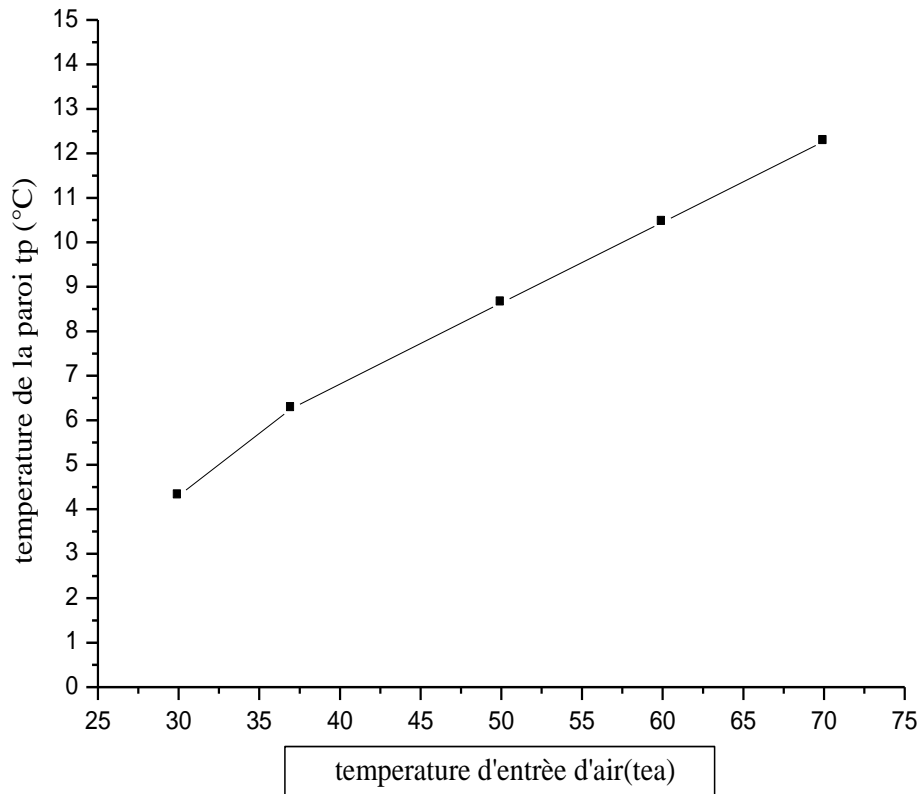


Figure 5.3 : Profil et évolution de la température aux parois tp.

La figure 5.3 montre que la température de paroi est proportionnelle à la température d'entrée d'air Tea. En effet, on constate d'après les figures 5.1 et 5.2 que l'échange est meilleur pour des valeurs croissantes de la température et de la vitesse de l'air. Et, sur le plan « profil des températures », ceci implique que la température de la paroi (Tp) se rapproche de celle de la sortie de fluide chaud.

c. Variation de l'efficacité de l'ailette en fonction de la vitesse de l'air.

La figure 5.4 nous montre comment varie l'efficacité de l'ailette lorsque la vitesse de l'air augmente.

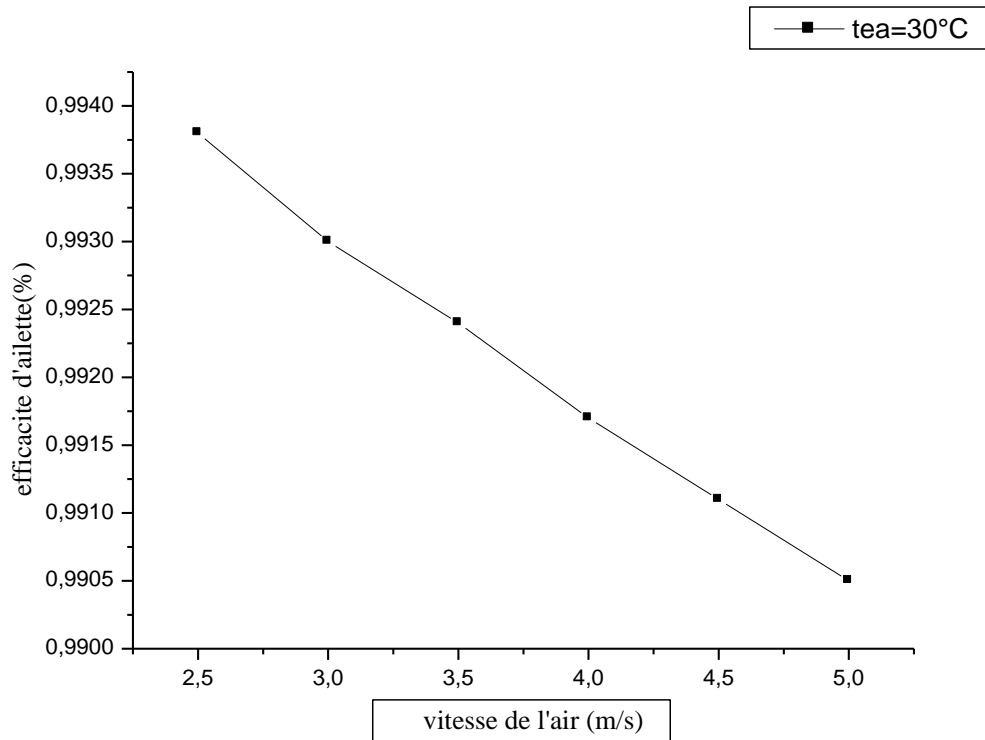


Figure 5.4 : Profil de l'efficacité de l'ailette (η_a).

Cette figure (5-4) montre ainsi que l'efficacité diminue avec l'augmentation de la vitesse d'air. Cette variation peut être expliquée en prenant en considération l'augmentation du gradient de température sur la paroi. En effet, l'augmentation de la vitesse favorise l'échange de chaleur ; il en résulte ainsi une température au sommet de l'ailette qui se rapproche de celle de l'air entraînant une diminution de l'efficacité de l'ailette.

d. Variation de l'efficacité globale en fonction de la vitesse de l'air.

La figure 5.5 nous permet d'étudier l'efficacité de l'évaporateur qui est l'efficacité globale en fonction de la vitesse de l'air. Là également, on obtient une allure décroissante de la courbe.

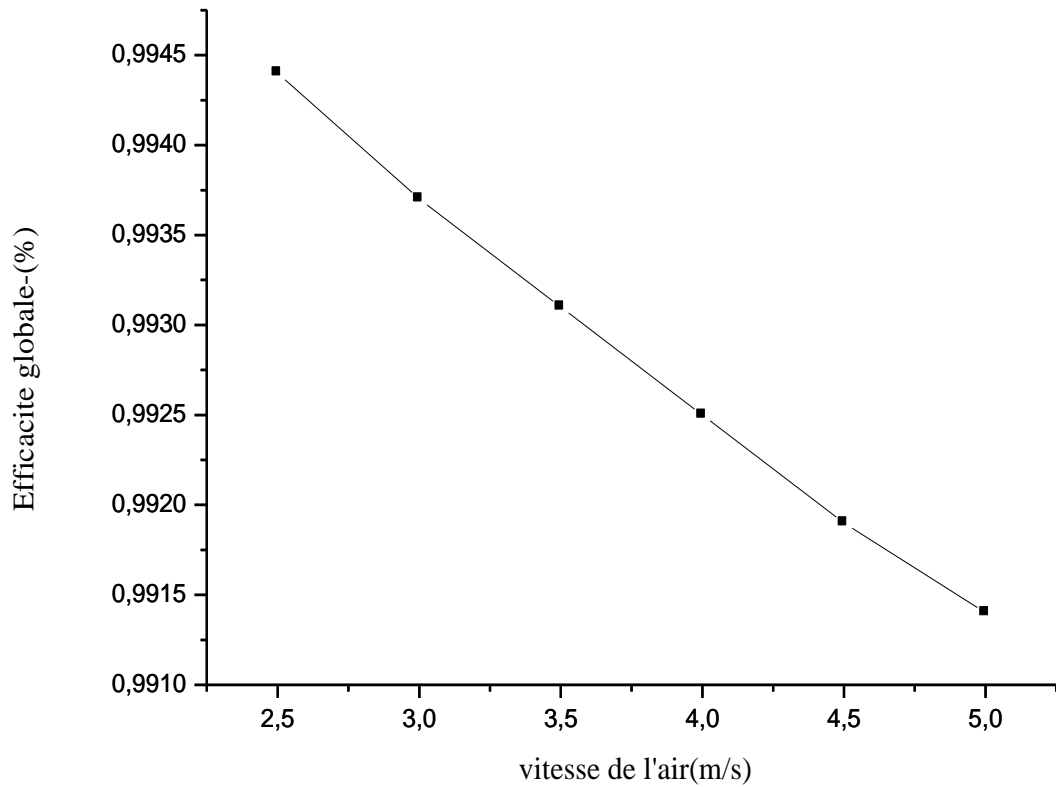


Figure 5.5 : Profil de l'efficacité globale (η_g)

En effet, l'évolution de la courbe de la figure 5.5 est similaire à la précédente, c'est-à-dire la courbe montrant l'évolution de l'efficacité de l'ailette. Et, l'explication également est identique à cette dernière, puisque nous assistons au même phénomène.

e. Variation du coefficient d'échange externe apparent en fonction de la vitesse de l'air.

La figure 5.6 symbolise l'aspect de l'évolution du coefficient d'échange extérieur apparent en fonction de la vitesse de l'air. Cela pour une température d'entrée d'air égale à 30 °C. On peut constater facilement l'allure croissante de cette courbe.

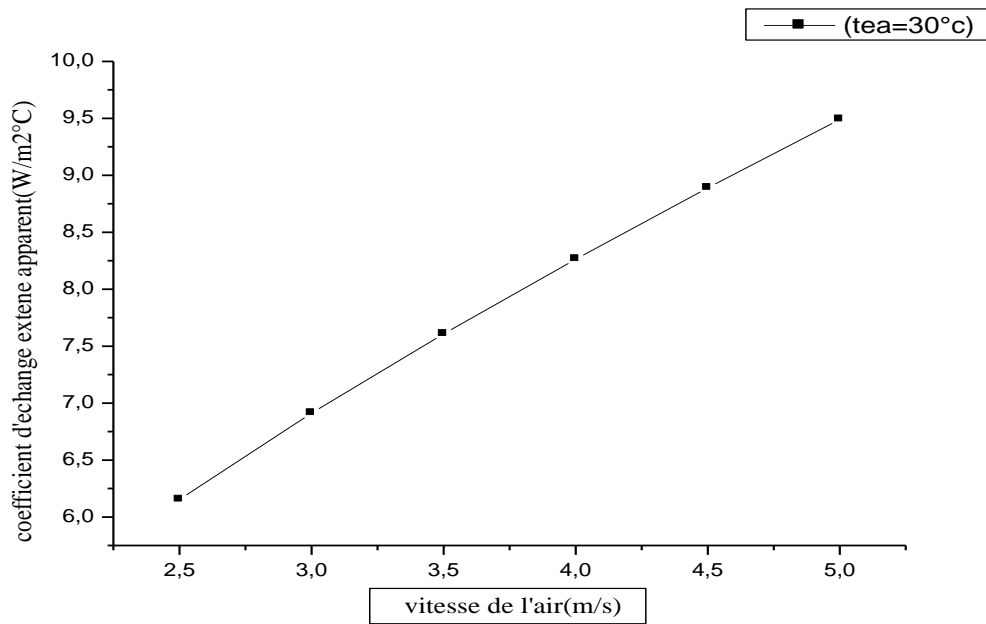


Figure 5.6 : Profil du coefficient d'échange apparent « α_{app} ».

On peut constater également que l'évolution du coefficient d'échange apparent suit la même tendance que celle de α_{ext} (voir figure 5.2). En effet, si on regarde de près les relations de calcul, on voit que ces deux coefficients sont liés entre eux.

e. Evolution des pertes de charges en fonction de la vitesse de l'air.

La figure 5.7 montre l'évolution des pertes de charges côté fluide caloporteur (l'air) ou ce qu'on appelle également pertes de charges externes en fonction de la vitesse de l'air. Cette dernière variant entre 3 m/s et 5.5 m/s dans l'évaporateur. On constate que la courbe montrant cette variation est croissante.

Les pertes de charges externes ont été calculées suivant la formule de [DARCY]. Et, la figure 5.7 confirme le phénomène connu des pertes de charges qui se manifeste dans l'évaporateur par une augmentation en fonction de la vitesse de l'air à l'entrée.

Les pertes de charges internes jouent également un rôle essentiel dans les performances de l'évaporateur ; les chutes de pression dans la zone d'évaporation se traduisent, pour les fluides purs et mélanges azéotropes, (voir chapitre 2) par une diminution de la température de saturation en sortie d'évaporateur. Cette variation de température associée aux pertes de pression implique, pour une puissance thermique échangée et une pression d'aspiration constante, un accroissement de la surface d'échange à installer.

La figure 5.8 montre l'évolution des chutes de pression internes, côté fluide frigorigène, en fonction de la variation de la vitesse du frigorigène pour des valeurs allant de 3 m/s jusqu'à 18 m/s. L'allure de la courbe montrée sur cette figure est croissante.

Pour ce calcul, nous avons pris en considération l'ensemble des pertes de charges à l'intérieur des tubes de l'évaporateur : les pertes par frottements ainsi que les pertes dues aux coudes ou aux variations de sections et les pertes à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur (singulière).

Les courbes montrant les variations des pertes de charges internes et externes révèlent que l'augmentation du débit entraîne une augmentation de la perte de charge dans les deux cas. En effet, la perte de charge est proportionnelle au carré de la vitesse. Or, la vitesse de l'écoulement est proportionnelle au débit et, par conséquent, la perte de charge est proportionnelle au débit.

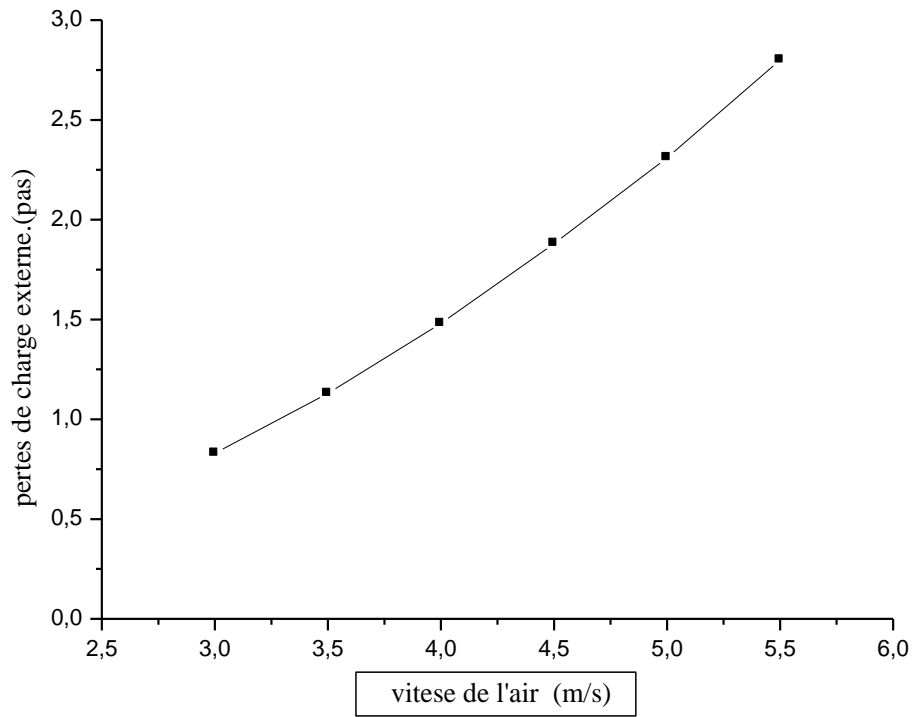


Figure 5.7 : Profil des pertes de charges externes, côté air.

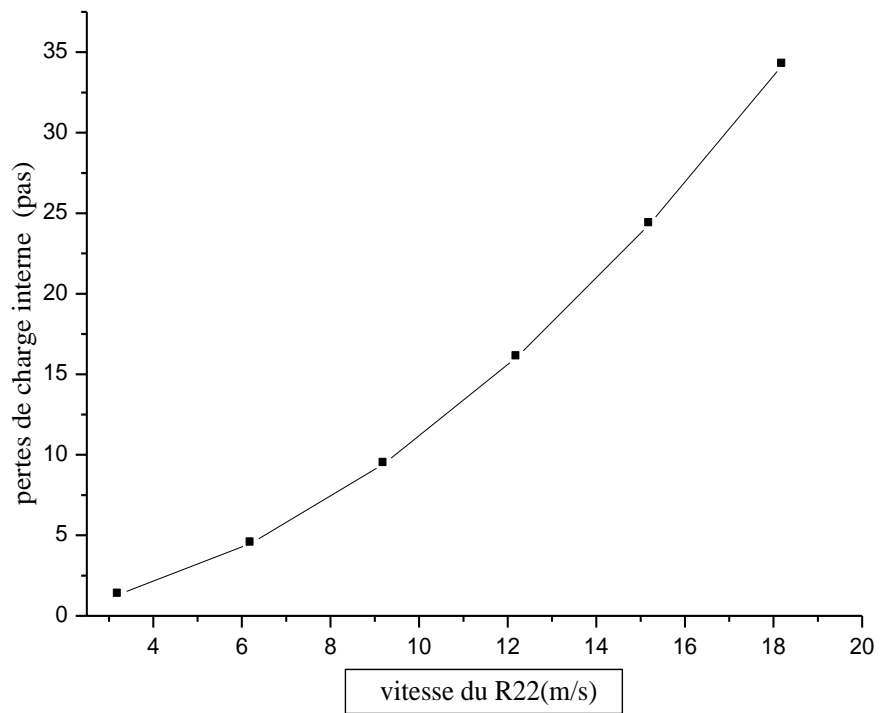


Figure 5.8 : Profil des pertes de charges intérieures, côté fluide frigorigène

5.2. Comparaison de résultats expérimentaux et ceux issus de la modélisation pour le fluide frigorigène R22.

5.2.1. Résultats.

La figure 5.9 montre une comparaison des résultats de la modélisation et ceux issus des mesures expérimentales concernant l'évolution de la température de paroi de l'évaporateur en fonction de la température d'entrée d'air. Les deux courbes obtenues sont presque linéaires (des droites) ; ceci va nous permettre de déduire l'écart entre les deux courbes.

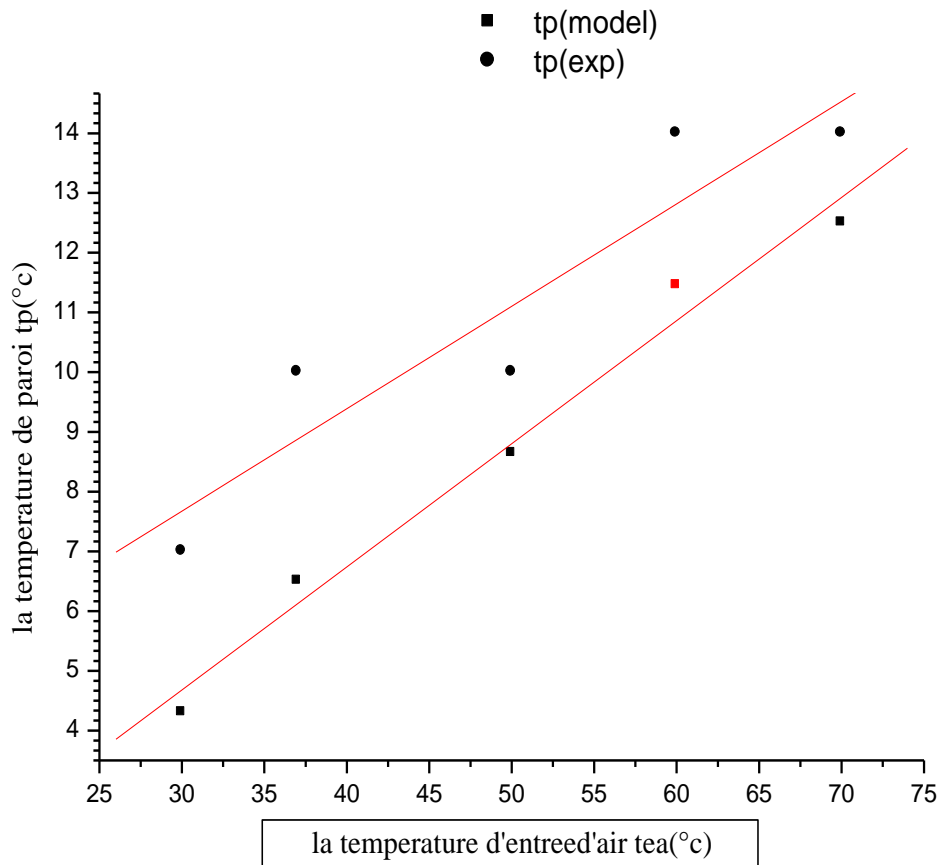


Figure 5.9 : Comparaison de la température de paroi de l'évaporateur T_{paroi} : Mesurée expérimentalement et déduite de la modélisation.

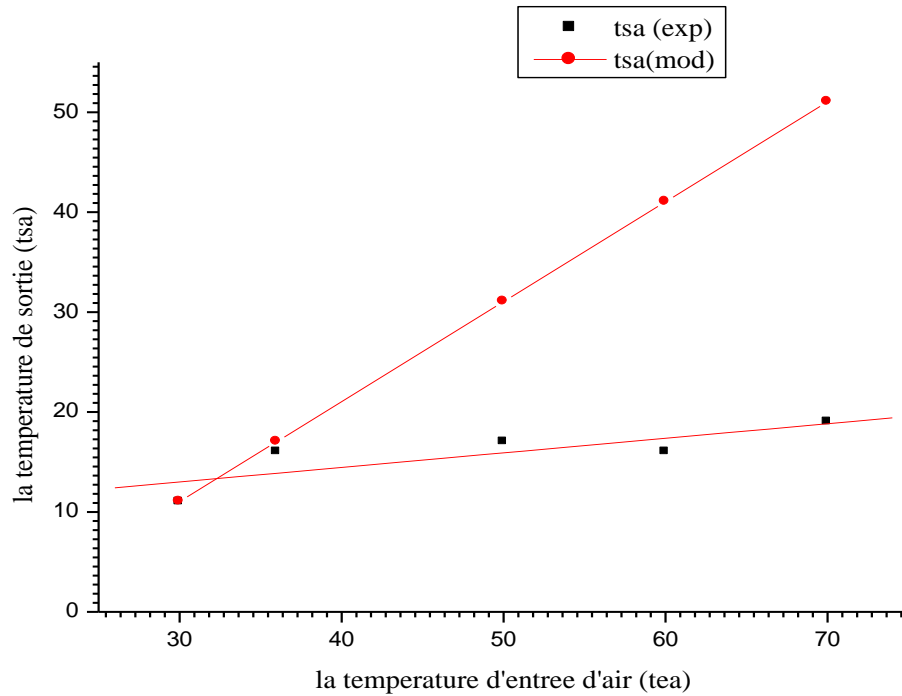


Figure 5.10 : Comparaison de la température de sortie de l'air (tsa) issue de l'expérience et de la modélisation

D'après l'analyse de la figure 5.9, on peut tirer les conclusions suivantes :

La courbe qui résulte de la modélisation se rapproche de celle issue des mesures expérimentales. L'écart minimal entre les deux courbes est de $\Delta T_{\min} \approx 1.01 \text{ }^\circ\text{C}$, l'écart maximal entre les deux courbes est de $\Delta T_{\max} \approx 2.98 \text{ }^\circ\text{C}$ et l'erreur moyen est de $\Delta T_{\text{MOY}} = (\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}) * (1/\Delta T_{\max}) = 0.66 = 66\%$.

Cet écart peut être expliqué en se basant sur ce qui suit :

- Le choix des corrélations pour le calcul des coefficients d'échange thermique intérieurs et extérieurs.
- Les erreurs de mesures (instruments de mesures et expérimentateur).

5.2.2. Analyse.

En réalité, l'écart entre les deux courbes est dû en grande partie au choix de la corrélation permettant de calculer le coefficient de transfert de chaleur côté fluide frigorigène.

En effet, lorsqu'il s'agit de modélisation du transfert thermique lors de la vaporisation dans un tube, il faut tenir compte de la nature d'écoulement ; pour cela, il existe des cartes d'écoulements et on doit se référer à ces cartes lorsqu'elles existent pour le fluide étudié [3,14].

Pour expliquer ce phénomène lié à l'écoulement, considérons d'abord un tube vertical. L'évolution de la vaporisation à l'intérieur de ce dernier est représentée sur la figure suivante :

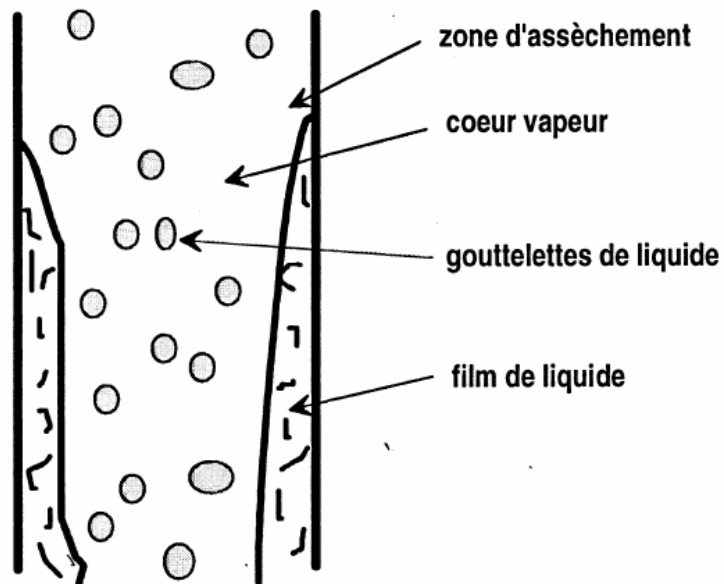


Figure 5.11 : Evolution de la vaporisation à l'intérieur d'un tube vertical [3,14]

On peut constater que l'assèchement crée une discontinuité dans l'évolution du coefficient de transfert en créant deux régions distinctes : Région pré-assèchement et Région post-assèchement. Ainsi, dans le calcul, nous devons tenir compte de ce phénomène.

Pour une ébullition en tubes horizontaux, l'effet des forces gravitaires sur l'écoulement diphasique n'est pas symétrique et peut conduire à une séparation des phases liquide et vapeur entraînant une stratification et donc la présence de deux titres critiques comme on peut le voir sur la figure 5.12. Ceci complique évidemment l'évaluation du coefficient de transfert pour les tubes horizontaux.

La partie supérieure du tube est alors asséchée et l'ébullition ne peut apparaître que sur une portion limitée de la section du tube, mouillée par le liquide.

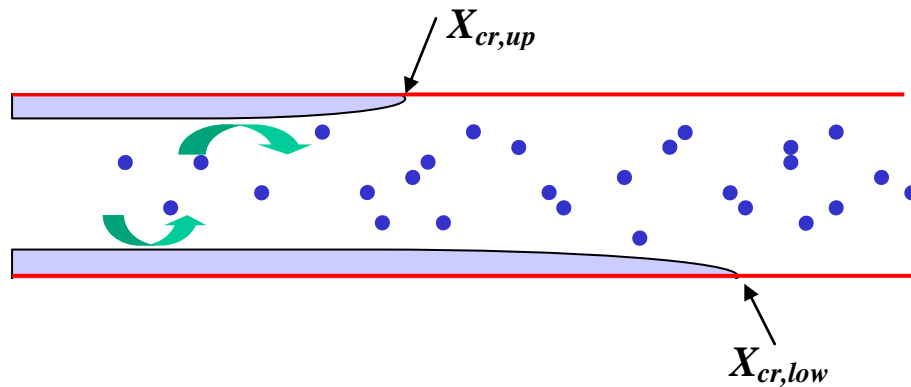


Figure 5.12: Evolution de la vaporisation à l'intérieur d'un tube horizontal [3,14]

Ainsi, pour les modèles prédictifs du coefficient d'échange thermique dans un processus de vaporisation, nous devons tenir compte de :

- Ebullition nucléée dépendant de ΔT_{sat} , de la densité de flux, de la tension superficielle et de la pression réduite.
- Evaporation convective (interface liquide/vapeur dépendant des paramètres locaux de l'écoulement (G , répartition des phases))

A l'heure actuelle les modèles existants peuvent être classés en : [3,14]

- Modèle de superposition des contributions d'ébullition nucléée et d'ébullition convective : $h = h_{nb} + h_{cv}$ (parmi lesquels nous avons le modèle de Chen, le modèle de Gungor & Winterton (voir annexe 4)).
- Modèle d'intensification des échanges qui permet d'obtenir le coefficient d'échange diphasique à partir du coefficient d'échange monophasique du liquide : $h = \Psi h_{cv}$. En 1982, Shah [3] a développé des équations pour représenter la solution en tubes horizontaux.
- Modèle asymptotique d'ordre n : $h_{1/n} = h_{nb} + h_{cv}$ (modèle de Liu & Winterton et Steiner & Taborek). La méthode asymptotique avec une corrélation d'ordre 2, proposée par Liu et Winterton [3] est applicable aux tubes horizontaux.

➤ Modèle basé sur les configurations d'écoulement (modèle de Kattan, Thome et Favrat)
Comme le coefficient d'échange dépend du régime d'écoulement, Kattan et al. [3] ont développé un modèle plus complet. Leur méthode nécessite de déterminer le régime d'écoulement. Quatre régimes d'écoulement sont considérés : stratifié, stratifié à vagues, annulaire ou intermittent et annulaire avec assèchement partiel de la paroi aux forts titres.

En conclusion, pour évaluer correctement le coefficient de transfert lors de la vaporisation du R22, nous devons :

- ✓ En fonction des conditions opératoires adoptées, déterminer les valeurs du titre de la vapeur, du flux massique et de la température de saturation auxquelles l'assèchement apparaît,
- ✓ Déterminer les écoulements dominants et les modèles permettant une prédiction correcte du coefficient de transfert thermique de la vaporisation.
- ✓ Des corrélations permettant de prédire la perte de pression avec une bonne précision.

Ces conclusions nécessitent de mener une étude expérimentale plus détaillée d'autant plus que la géométrie de notre évaporateur est connue et un choix plus judicieux des corrélations, ces conclusions ont été utilisées dans certains travaux comme ceux de [14,12], et les résultats se sont avérés meilleurs. Ce constat est valable aussi bien pour l'explication de l'écart qui apparaît sur la figure 5.9 et celui de la figure 5.10.

5.3. Comparaison des résultats de la modélisation pour le fluide pur R22 et l'azéotrope R410A.

5.3.1. Résultats obtenus.

La figure 5.13 nous permet de visualiser l'évolution du coefficient d'échange global en fonction de la vitesse de l'air pour les deux fluides frigorigènes : le fluide pur R22 et le mélange azéotropique R410A.

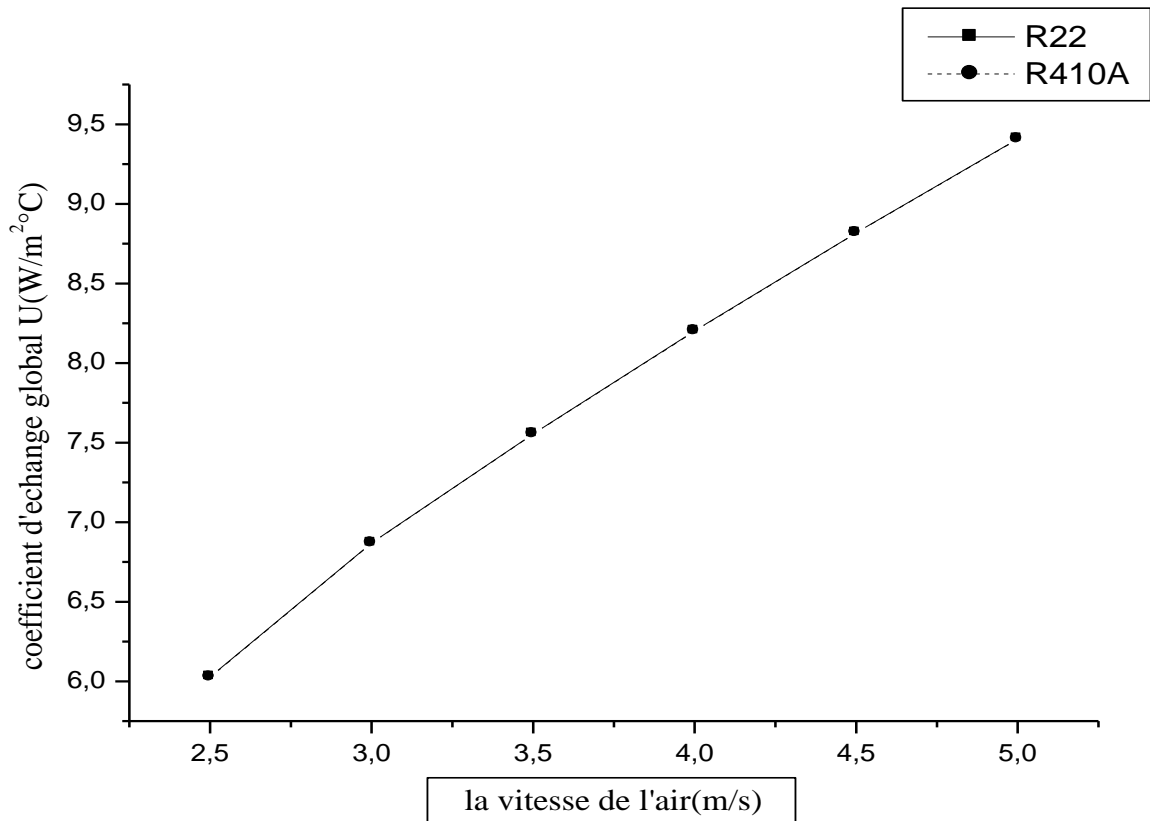


Figure 5.13 : Comparaison du coefficient global (U) pour les deux fluides R22 et R410A.

On peut conclure d'après cette figure que le coefficient d'échange global ne dépend presque pas de la nature du fluide frigorigène. En effet, les deux courbes sont presque confondues. Bien que, si nous regardons de près les calculs, il existe une légère différence : par exemple, pour une vitesse du fluide égale à 3.21 m/s,

$$\alpha_{\text{int}} (\text{R410A}) = 3715.06 [\text{W}/\text{m}^2\text{°C}]$$

Et $\alpha_{\text{int}} (\text{R22}) = 3770.92 [\text{W}/\text{m}^2\text{°C}]$.

Dans la pratique, le coefficient global de transfert thermique ne peut pas être le même pour le mélange et le fluide pur. Et, le coefficient d'ébullition sera, en général, inférieur pour le mélange. Les raisons de la diminution du coefficient de transfert thermique sont fondamentalement les mêmes que pour l'ébullition libre, à savoir : Concentration du moindre composant volatil sur la surface de chauffage, des propriétés thermodynamiques moins favorables et la nucléation empêchée de bulle.

Le processus physique est considérablement plus complexe dans l'écoulement bouillant, ceci, pour au moins deux raisons :

- il y a des gradients de concentration non seulement perpendiculaires à la surface de chauffage, mais également dans la direction axiale du tube et le long de la circonférence.
- la vapeur s'écoule plus rapidement que le liquide à l'intérieur du tube, par conséquent, les conditions locales à un point quelconque ne sera ni dans l'équilibre thermique (la température) ni thermodynamique (de concentration).

La figure 5.14 permet de confirmer ces faits.

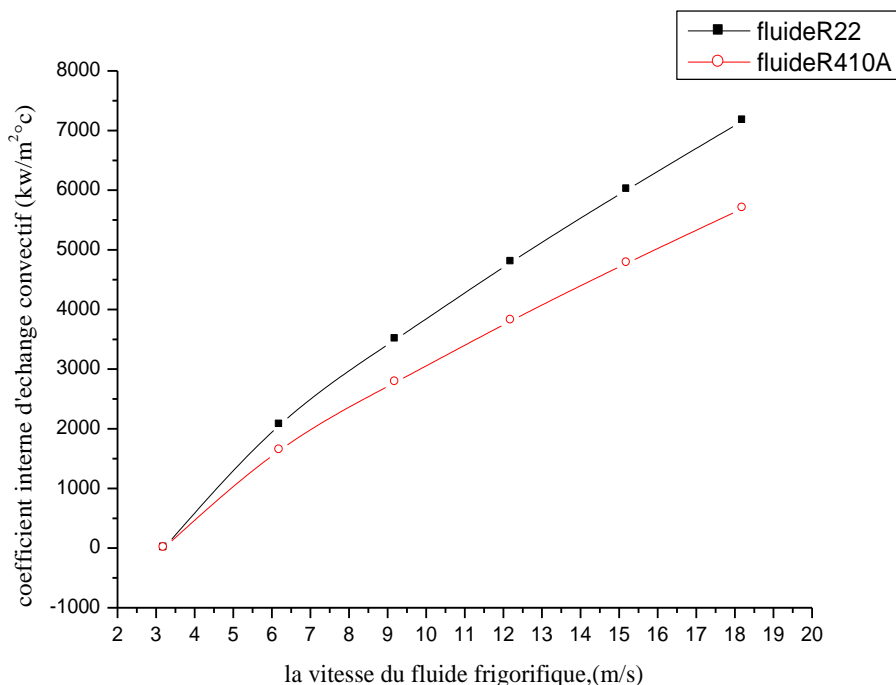


Figure 5.14 : Comparaison du α_{int} des fluides frigorigère , pur et azéotrope.

Nous avons également effectué une comparaison des pertes de charges internes dans l'évaporateur lorsqu'on utilise le R22 et le R410A. Cette comparaison est montrée sur la figure 5.15 pour des vitesses des fluides frigorigènes allant de 3.21 m/s jusqu'à 18.22 m/s.

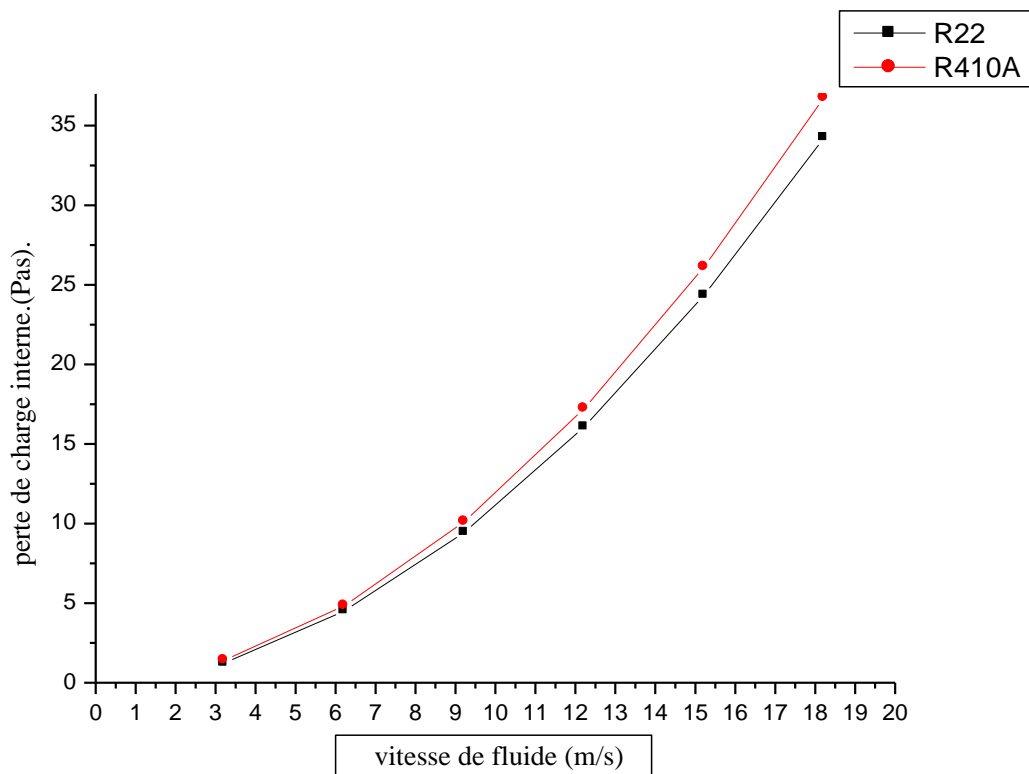


Figure 5.15 : Profil des pertes de charges internes pour le R22 et le R410A.

On constate facilement que la courbe du fluide azéotropique R410A est au-dessus de celle du fluide pur R22. Ainsi on peut conclure que les pertes de charges internes du R410A sont plus importantes que celles du R22 ; en particulier lorsque la vitesse du fluide (le débit) augmente. L'interprétation de cette situation peut se faire sur la base d'une comparaison des propriétés thermo physiques des deux fluides. En effet, nous savons que :

- Le processus physique d'ébullition forcée d'un mélange est plus complexe que celle d'un fluide pur.
- Il faut prendre en considération un certain nombre de phénomènes tel que le transfert de masse, effet de vitesse, etc.

5.3.2. Analyse et commentaires

En réalité, pour les mélanges de fluides, les coefficients d'échange obtenus expérimentalement sont notablement plus faibles que pour les corps purs, mais cette dégradation varie avec la composition du mélange. Par rapport aux corps purs, la vaporisation d'un fluide multicomposants est très complexe du fait des transferts de masses des espèces en présence.

Certains travaux recommandent pour les mélanges l'utilisation d'un modèle de superposition des effets d'ébullition nucléée et de transferts convectifs, tel le modèle de Chen établi pour un corps pur.

La contribution de l'ébullition nucléée doit être modifiée. En effet, comme le composant qui a la température de saturation la plus faible se vaporise en premier, le liquide proche de la paroi s'enrichit en composant à température de saturation la plus élevée, ce qui modifie le gradient de températures au voisinage de la paroi et le facteur de suppression de l'ébullition nucléée S (voir annexe 4). Cet effet est surtout marqué aux faibles titres. Le terme correspondant à la contribution des transferts convectifs est également modifié, mais il a été observé expérimentalement que la dégradation des échanges convectifs est plus faible lorsque le titre augmente. Ainsi, l'effet de la diffusion de masse est plus important sur le terme h_{en} que sur le terme de l'équation [3,14].

Une première approche consiste à déterminer les coefficients d'échange des corps purs à partir des corrélations usuelles, à les ajouter selon une loi de mélange idéal et à ajouter un terme correctif traduisant la réduction des transferts en raison de la limitation de la vitesse de croissance des bulles par la diffusion.

En conclusion, la dégradation des échanges thermiques pour un mélange par rapport aux corps purs le composant est surtout sensible lorsque la contribution de l'ébullition nucléée est supérieure à la contribution de l'évaporation convective. Cela apparaît au début d'un évaporateur, dans la zone d'entrée, aux faibles titres. En revanche, dans le domaine où l'évaporation convective est prédominante, la dégradation reste faible.

Conclusion Générale.

Dans ce travail, nous nous sommes intéressés à l'étude des performances d'un évaporateur ; celui équipant les climatiseurs ENIEM 2 CV. Les résultats de la modélisation et ceux issus des expériences réalisées concernent aussi bien l'aspect transfert thermique au niveau de l'évaporateur (coefficient d'échange interne, température de paroi, puissance échangée, efficacité de l'échangeur, etc.) que les pertes de charges. Concernant la comparaison des résultats de la modélisation aux résultats expérimentaux pour le fluide frigorigène R22, nous nous sommes intéressés particulièrement à l'évolution de la température de paroi en fonction de la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur. Alors que, pour la comparaison des performances des deux fluides frigorigènes, à savoir le R22 et le R410A, ce sont les coefficients d'échanges interne et global et les pertes de charges qui ont été utilisés.

Les résultats de la modélisation obtenus à l'aide du programme de calcul élaboré dans le cadre de ce travail pour les deux fluides R22 et R410A, nous ont permis d'aboutir à ce qui suit :

- Pour le fluide pur R22, les formules empiriques utilisées ne reproduisent pas fidèlement le comportement thermique de ce dernier. En effet, l'écart entre les courbes « expérimentale et celle issue de la modélisation » est du en grande partie au choix de la corrélation permettant de calculer le coefficient de transfert de chaleur côté fluide frigorigène.

Ainsi, pour les modèles prédictifs du coefficient d'échange thermique dans un processus de vaporisation, nous devons tenir compte de :

* Ebullition nucléée dépendant de ΔT_{sat} , de la densité de flux, de la tension superficielle et de la pression réduite.

* Evaporation convective (interface liquide/vapeur dépendant des paramètres locaux de l'écoulement (G, répartition des phases))

Et, à l'heure actuelle, les modèles utilisés sont : le modèle de superposition des contributions d'ébullition nucléée et d'ébullition convective, le modèle d'intensification des échanges qui permet d'obtenir le coefficient d'échange diphasique à partir du coefficient d'échange monophasique du liquide, le Modèle asymptotique d'ordre n et finalement le modèle basé sur les configurations d'écoulement.

En conclusion, pour évaluer correctement le coefficient de transfert lors de la vaporisation du R22, nous devons :

✓ En fonction des conditions opératoires adoptées, déterminer les valeurs du titre de la vapeur, du flux massique et de la température de saturation auxquelles l'assèchement apparaît,

✓ Déterminer les écoulements dominants et les modèles permettant une prédiction correcte du coefficient de transfert thermique de la vaporisation.

✓ Des corrélations permettant de prédire la perte de pression avec une bonne précision.

Ces conclusions nécessitent de mener une étude expérimentale plus détaillée d'autant plus que la géométrie de notre évaporateur est connue.

- La comparaison menée pour les deux fluides frigorigènes R22 et R410A, nous sommes arrivés à la conclusion que le coefficient global de transfert thermique ne peut pas être le même pour le mélange et le fluide pur. Et, le coefficient d'ébullition sera, en général, inférieur pour le mélange.

En plus, les pertes de charges internes du R410A sont plus importantes que celles du R22 ; en particulier lorsque la vitesse du fluide (le débit) augmente.

Dans la littérature, pour les mélanges de fluides, les coefficients d'échange obtenus expérimentalement sont notablement plus faibles que pour les corps purs, mais cette dégradation varie avec la composition du mélange. Certains travaux recommandent pour les mélanges l'utilisation d'un modèle de superposition des effets d'ébullition nucléée et de transferts convectifs, tel le modèle de Chen établi pour un corps pur. Une première approche consiste à déterminer les coefficients d'échange des corps purs à partir des corrélations usuelles, à les ajouter selon une loi de mélange idéal et à ajouter un terme correctif traduisant la réduction des transferts en raison de la limitation de la vitesse de croissance des bulles par la diffusion.

En conclusion, la dégradation des échanges thermiques pour un mélange par rapport aux corps purs le composant est surtout sensible lorsque la contribution de l'ébullition nucléée est supérieure à la contribution de l'évaporation convective. Cela apparaît au début d'un évaporateur, dans la zone d'entrée, aux faibles titres. En revanche, dans le domaine où l'évaporation convective est prédominante, la dégradation reste faible.

Annexe 1.

Les fluides frigorigènes et leurs impacts sur l'environnement.

Les préoccupations environnementales ont remis en cause l'utilisation de certains fluides frigorigènes. Les études de la haute atmosphère ayant mis en évidence l'*appauvrissement de la couche d'ozone stratosphérique* par le chlore ainsi que par le brome, les autorités politiques ont adopté en 1987 le *protocole de Montréal*. Celui-ci limitait la production des composés néfastes pour l'ozone, parmi lesquels la quasi-totalité des frigorigènes halogénés (CFC). Par la suite, des mesures plus sévères ont été prises à Londres en 1990, puis à Copenhague en 1992, prévoyant l'arrêt de la production des CFC (en 1996). Pour les composés HCFC, qui comportent de l'hydrogène dans leur molécule et qui sont de ce fait moins stables, la date limite de production est 2030. Compte tenu de ces décisions, l'industrie chimique a cherché des fluides de remplacement. Ces nouvelles substances sont des halogénés non chlorés (les HFC). En plus, les physiciens de l'atmosphère ont établi une relation entre l'augmentation de la teneur de l'atmosphère en "gaz industriels" (CO₂, CH₄, NO_x, O₃ troposphérique, C.F.C. et H.C.F.C.) et l'accroissement de la température de la planète : il s'agit de l'*effet de serre*. En particulier, les frigorigènes de remplacement, qui sont des fluorocarbures, contribuent de façon significative à cet effet: une molécule de ces composés est équivalente, selon sa composition, à plusieurs milliers de molécules de CO₂ [1, 2, 3, 4, 5, 6].

Très rapidement a été prise la décision de remettre en cause l'utilisation des HCFC, du fait qu'ils contiennent toujours du chlore. L'ensemble de ces mesures a provoqué pour les industriels de la réfrigération une révolution technologique majeure qui a commencé en 1994 et qui n'est pas terminée.

1.1. Les réfrigérants

Afin de fournir du froid de manière efficace et durable, les fluides appelés *fluides frigorigènes* (symbole R) doivent répondre aux conditions fondamentales suivantes :

- ✓ avoir des propriétés thermodynamiques, de transfert de masse et de chaleur satisfaisantes:

- une température critique élevée car le COP et la puissance frigorifique du cycle de base augmentent avec la température critique du fluide.
- des pressions d'utilisation comprises entre la pression atmosphérique et 20 à 25 atmosphères pour des raisons techniques (Directive des Equipements sous Pression pour les hautes pressions et afin d'éviter de travailler sous vide).
- un taux de compression raisonnable (nettement inférieur à 10) pour avoir un rendement volumétrique correct au niveau du compresseur.
- des COP et puissances frigorifiques volumiques élevés.
- une bonne conductivité thermique.
- ✓ être chimiquement stables et neutres à l'égard des constituants du circuit (être compatible avec les matériaux et les huiles classiques) ;
- ✓ qu'il soit sans toxicité ou aussi peu toxique que possible pour l'homme et pour l'environnement, qu'il soit non ou difficilement inflammable, qu'il ne pose pas de difficultés technologiques (pour la détection de fuite, pour la lubrification, à l'égard de la présence d'eau et d'air, etc.), enfin qu'il soit d'un prix raisonnable.

Ces différentes propriétés sont techniquement contradictoires, car l'amélioration d'une des caractéristiques entraîne souvent la détérioration d'une autre (par exemple l'augmentation de nombres d'atomes d'hydrogène dans la molécule du réfrigérant réduit sa stabilité atmosphérique, mais augmente son potentiel d'inflammabilité). Ainsi, le choix du réfrigérant doit être réalisé de manière à trouver un juste milieu entre ces différentes caractéristiques, et ce en fonction des besoins spécifiques en froid du site considéré.

Actuellement, les contraintes d'environnement ont introduit des changements importants dans les règles de sélection. Aussi, pour la sélection d'un fluide frigorigène, aux anciennes conditions basées sur des contraintes thermodynamiques et techniques, viennent s'ajouter de nouvelles contraintes liées à l'environnements ; parmi lesquels, nous n'aborderons ici que, l'ODP et le GWP [1, 6, 7, 8, 9] :

- ODP (Ozone Depletion Potential) : Le potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone d'un réfrigérant est représenté par sa valeur ODP. Cette valeur est définie par rapport à l'impact du R11, qui sert, par convention, de fluide de référence (ODPR11 =1) et rend compte de l'impact de

l'émission d'un kg de fluide frigorigène comparé à l'impact de l'émission d'un kg de R11. Plus la valeur d'un fluide est réduite, moins son potentiel d'appauvrissement est grand. Cette valeur est dépendante de certains facteurs, comme la durée de vie atmosphérique et le nombre de chlore ou de brome dans la molécule, et est constamment adaptée en fonction des nouvelles observations réalisées.

Les CFC ont un ODP proche de 1 ce qui correspond à un très fort impact sur la couche d'ozone. Les HCFC, en revanche, ont un ODP beaucoup plus faible. C'est ainsi que l'ODP du R502 est de 0,33 et celui du R22 n'est que de 0,055 (Tableau I.1). L'impact du R22 ne représente que 5% de l'impact du R11 ou du R12. Malgré cela, des décisions d'interdiction du R22 ont été prises si bien que, dans un avenir proche, les seuls fluides frigorigènes autorisés seront des fluides frigorigènes présentant un ODP nul.

- GWP (Global Warming Impact) : Le GWP décrit l'impact du réfrigérant sur l'effet de serre. Conventionnellement, la valeur GWP d'une substance est définie par rapport à l'impact du CO₂ (GWPCO₂ = 1) et ce, généralement, sur une période de 100 ans.

Le GWP100 donne la quantité de CO₂ qui aurait un effet équivalent, sur l'effet de serre, à l'émission d'un kg de fluide (à un horizon de 100 ans). En effet la durée de vie d'un fluide halogéné est très longue et il faut intégrer son effet sur une durée longue. C'est ainsi que l'émission d'un kg de R12 équivaut à l'émission de 8500 kg de CO₂, ce qui est considérable.

Dans l'évaluation de l'impact sur l'environnement des fluides frigorigènes, il ne suffit pas d'utiliser le seul GWP. En effet, celui-ci ne représente que l'effet direct sur l'effet de serre. A côté de cet effet direct, il existe un effet indirect lié à la consommation énergétique.

Pour quantifier l'impact total sur l'effet de serre, un indicateur a été introduit. Il s'agit du TEWI (**Total Equivalent Warming Impact** en anglais) [27]. Le TEWI est donné en kg de CO₂ pour la durée de vie de l'équipement.

1.2. Les classes de réfrigérants

Les fluides frigorigènes sont identifiés par une numérotation qui est définie par le standard ASHRAE 34 et par la norme internationale ISO 817. Elle concerne aussi bien les fluides halogénés que les fluides naturels.

Dans le Tableau 1 sont regroupées, pour les fluides frigorigènes soit les plus couramment utilisés (dans des installations neuves ou anciennes) soit en études de développement, la température d'ébullition, la température et la pression critiques ainsi que les valeurs de l'ODP et du GWP.

Tableau 1 Fluides frigorigènes [1, 4, 5, 6, 7, 8, 9,28].

Réfrigérant	Formule	Masse molaire g/mol	Tb °C	Tc °C	Pc MPa	ODP	GWP 100 ans
HFC-32	CH ₂ F ₂	52.02	-51.7	78.1	5.78	0	650
HFC-125	CHF ₂ CF ₃	120.02	-48.1	66.2	3.63	0	2800
HFC-134a	CH ₂ FCF ₃	102.03	-26.1	101.1	4.06	0	1300
HFC-143a	CH ₃ CF ₃	84.04	-47.2	72.9	3.78	0	3800
HFC-152a	CH ₃ CHF ₂	66.05	-24.0	113.3	4.52	0	140
HCFC-123	CHCl ₂ CF ₃	152.93		183.8	3.66	0.014	90
HCFC-124	CHClFCF ₃	136.48	-12	122.3	3.62	0.03	470
Mélanges de HFC							
R-404A	R-125/143a/134a(44/52/4)	97.6	-46.6	72.1	3.74	0	3260
R-407A	R-32/125/134a(20/40/40)	90.11	-45.2	81.9	4.49	0	1770
R-407B	R-32/125/134a(10/70/20)	102.94	-46.8	74.4	4.08	0	2290
R-407C	R-32/125/134a(23/25/52)	86.20	-43.8	87.3	4.63	0	1530
R-407D	R-32/125/134a(15/15/70)	90.96	-39.4	91.6	4.48	0	1360
R-407E	R-32/125/134a(25/15/60)	83.78	-42.8	88.8	4.73	0	1360
R-410A	R-32/125(50/50)	72.58	-51.6	72.5	4.95	0	1730
R-507A	R-125/143a(50/50)	98.86	-47.1	70.9	3.79	0	3300
Hydrocarbures							
RC-270	CH ₂ CH ₂ CH ₂ (cyclopropane)	42.08	-33.5	125.2	5.58	0	
R-290	CH ₃ CH ₂ CH ₃ (propane)	44.10	-42.1	96.7	4.25	0	~20
R-600	CH ₃ -CH ₂ -CH ₂ CH ₃ (butane)	58.12	-0.5	152	3.80	0	~20
R-600a	CH(CH ₃) ₂ -CH ₃ (éthane)	30.07	-11.6	134.7	3.64	0	~20
R-170	CH ₃ CH ₃ (propylène)	42.08	-88.6	32.2	4.87	0	~20
R-1270	CH ₃ CH=CH ₂		-47.7	92.4	4.67	0	
Fluides inorganiques							
R-718	H ₂ O(eau)	18.02	100	374.2	22.1	0	<1
R-744	CO ₂ (dioxyde de carbone)	44.01	-78.4	31.1	7.38	0	1
R-717	NH ₃ (ammoniac)	17.03	-33.3	132.3	11.3	0	<1

❖ **Mélanges zéotropiques et azéotropiques**

Les CFC, HCFC et HFC sont utilisés à l'état pur ou en mélange. Dans le cas des mélanges, nous avons :

- Un mélange zéotropique (série 400) est un mélange de réfrigérant qui ne se comporte pas comme un fluide homogène lors de la condensation respectivement l'évaporation : les différentes composantes peuvent changer d'état de manière indépendante, changeant les propriétés thermodynamiques du mélange (mélange dont la composition en phase vapeur et en phase liquide diffèrent lorsque les deux phases coexistent) d'où l'existence d'un « glissement », à savoir qu'à une pression donnée, la température varie suivant le titre en vapeur du mélange diphasique. Ceci peut causer le dysfonctionnement de l'installation ainsi que des problèmes de remplissage en cas de fuite.

On caractérise un mélange zéotrope (binaire, ternaire ou plus) par la valeur de son glissement à une pression d'utilisation (celle d'évaporation ou de condensation).

- Mélange azéotropique (série 500) se dit d'un mélange de réfrigérant qui se comporte comme un fluide homogène (corps pur) lors de la condensation respectivement l'évaporation. De plus, lorsqu'un mélange zéotrope présente un glissement faible (inférieur à 1°C), on parle alors de fluide quasi-azéotropique mais on le classe néanmoins toujours dans la catégorie des fluides (c'est le cas du R410A dont le glissement à 1 atm est inférieur à 0,1°C).

1.3. Les critères de substitution

Pour éviter, ou du moins limiter, les problèmes liés à la substitution de fluide (réduction de la puissance frigorifique, endommagement du système, etc.), les propriétés des différents réfrigérants à disposition doivent correspondre le plus possible à celles du fluide à remplacer. En général, les conditions suivantes doivent être respectées [6, 7, 8, 9] :

○ **Propriétés thermodynamiques**

- La production frigorifique volumique, qui est la quantité de froid produit par volume de réfrigérant, permet de voir l'impact théorique de la substitution du réfrigérant sur la puissance frigorifique de l'installation.

- Le coefficient de performance : Un aperçu de la variation de l'efficacité énergétique du système due à la substitution du fluide peut être obtenu en comparant le coefficient de performance (COP) théorique des deux fluides.

- La pression de condensation du fluide de substitution doit pouvoir être supportée par le système (détendeur, conduites, etc.).
- La température critique du fluide doit être compatible avec les besoins en froid.
- La température de refoulement au compresseur doit se tenir dans les limites tolérées par l'installation.
- La conductivité thermique du fluide, importante pour le transfert de chaleur lors de la condensation et de l'évaporation, joue particulièrement un rôle dans le cas de l'utilisation de réfrigérants zéotropes.
- Le glissement de température peut réduire l'efficacité énergétique de l'installation si les mesures adéquates n'ont pas été prises (remplacement des évaporateurs noyés, etc.).

- **Compatibilité avec l'huile de système**

L'utilisation d'huile dans le circuit frigorifique est nécessaire pour lubrifier les parties mécaniques, pour assurer l'étanchéité de composants et, selon le cas, pour le refroidissement du compresseur.

- **Compatibilité envers les métaux et autres matériaux**

Les HFC ne posent pas de problèmes majeurs envers les métaux généralement utilisés dans le domaine du froid. Il faut cependant tenir compte de la réactivité du mélange réfrigérant-huile-eau envers les métaux pour éviter tout endommagement excessif par corrosion du système. Mis à part les métaux, une installation frigorifique comprend divers autres matériaux, comme par exemple des fibres ou des laques (isolation électrique), des élastomères (étanchéité), etc., dont la compatibilité avec le réfrigérant et l'huile joue un certain rôle. Ces derniers peuvent réagir avec ces matériaux et mener à leur détérioration (gonflement, séchage, dissolution, etc.).

- **Un déshydrateur**, qui par des substances hydrophiles (par exemple des sels) permet de réduire le taux d'humidité du système, est souvent ajouté au circuit de froid. Ces substances étant spécifiques au réfrigérant du circuit, il est nécessaire de vérifier la compatibilité entre celles-ci et le nouveau fluide frigorifique. Dans la pratique, le déshydrateur est changé systématiquement.

Annexe 2

Problèmes de fonctionnement des échangeurs [29,30]

Introduction

Les principaux problèmes rencontrés par les utilisateurs d'échangeurs thermiques ont trait aux phénomènes d'encrassement, de corrosion, de vibrations et de tenue mécanique. Malgré tout, un certain nombre d'études montre que l'encrassement reste au premier rang des préoccupations des industriels du secteur des équipements de transferts thermiques.

Ces problèmes de fonctionnement se traduisent par :

1. un surdimensionnement des appareils.
2. une dépense d'énergie supplémentaire.
3. coût pour le démontage et le nettoyage.

Définition de l'encrassement

L'encrassement qui, sous sa forme la plus générale, peut être défini comme l'accumulation d'éléments solides indésirables sur une interface, affecte un grand nombre d'opérations industrielles. Dans les situations réelles d'encrassement, il est bien évident que ces différents mécanismes interagissent ou se superposent de manière plus ou moins complexe.

Classification : différents type d'encrassement

Le classement des type d'encrassement peut se faire selon :

- le mécanisme qui contrôle la vitesse de dépôt
- les conditions d'utilisation de l'échangeur
- le mécanisme dominant

Selon la classification établie en 1978 par Epstein, il existe six grands types d'encrassement différents :

- La corrosion.
- l'encrassement biologique.
- l'encrassement par réaction chimique.
- l'entartrage.
- l'encrassement particulaire.
- l'encrassement par solidification.

Développement et apparition de l'encrassement

Le développement de l'encrassement se manifeste à travers cinq étapes, qui sont chronologiquement décomposées comme suit :

1. initiation.
2. transfert des particules à la paroi.
3. adhésion des particules.
4. réentraînement des particules déposées.
5. vieillissement du dépôt.

Prévention de l'encrassement pendant les phases de fonctionnement

Il existe plusieurs procédés ou méthodes de prévention qui sont :

- Le procédé mécanique et le procédé chimique.

Ils peuvent améliorer de façon considérable les performances de l'appareil et permettent d'augmenter le temps de service entre deux arrêts de maintenance.

➤ **le procédé mécanique pour les liquides :**

Ces techniques sont utilisées lorsque les dépôts sont tendres et friables, avec une résistance faible de réentraînement. Les techniques utilisées sont à boules, à brosses ou à ressort. Elles nécessitent une filtration en amont de l'échangeur.

➤ **le procédé mécanique pour les gaz :**

Les techniques utilisées pour le nettoyage sont : in situ (vapeur, air comprimé, eau), de grenailage, de soufflerie acoustique, etc.

Dans ce cas le procédé à choisir dépend du type de dépôt et de la nature de la surface d'échange.

➤ **le procédé chimique de traitement de l'eau :**

On peut utiliser les divers traitements chimiques pour réduire le taux d'encrassement : la décarbonatation à la chaux, sur résine ou à l'acide, l'adoucissement, l'ensemencement, les inhibiteurs d'entartrage.

Les actions destinées à prévenir l'encrassement biologique consistent soit à détruire les micro-organismes ou à empêcher leur développement. Les traitements correspondants utilisent soit des biocides (le plus utilisé est le chlore) soit des [biostats](#).

Annexe 3.

Propriétés thermophysiques de l'air sec

- **Masse volumique** : La masse volumique de l'air sec en (kg/m^3), est donnée par la relation suivant :

$$\rho_a = \frac{384.29 \cdot 10^{-5} \cdot p_a}{T \cdot Z_a}$$

Avec

p_a : pression de l'air en (Pa).

Z_a : coefficient de compressibilité de l'air donné par :

Pour : $180 \text{ K} \leq T \leq 350 \text{ K}$: $Z_a = 1 - 10^{-12} (T - 350)^2 \cdot p_a$

Pour : $T \geq 350 \text{ K}$: $Z_a = 1$

- **Chaleur massique** : La chaleur massique de l'air sec en (J/kgK) est donnée pour une température «T» allant de 275K à 600K, par la relation :

$$c_{pa} = aT^3 + bT^2 + cT + d$$

Avec :

$$a = -0,02973 \times 10^{-5}$$

$$b = 0,07442 \times 10^{-2}$$

$$c = -0,033189$$

$$d = 1046,94$$

- **Viscosité dynamique** : la viscosité dynamique de l'air sec est en (Pa.s) , elle est donnée pour une température «T» allant de 0 à 400 (°C) , avec une incertitude relative maximale de 0,8% , par la relation :

$$\mu_a = aT^2 + bT + c$$

Avec :

$$a = 1,33333 \times 10^{-18} \cdot p_a - 2,87133 \times 10^{-11}$$

$$b = -1,45555 \times 10^{-15} \cdot p_a + 6,61955 \times 10^{-8}$$

$$c = 4,66667 \times 10^{-13} \cdot p_a + 1,15333 \times 10^{-6}$$

- **Conductivité thermique** : La conductivité thermique de l'air sec est en (W/m .K) , est donnée pour une température allant de 180 k,à 673.15 K , avec une incertitude relative maximale de 1 % , par la relation

$$\lambda_a = aT^2 + bT + c$$

avec

$$a = 4,72222 \times 10^{-15} \cdot p_a - 3,42822 \times 10^{-8}$$

$$b = - 5,16667 \times 10^{-12} \cdot p_a + 9,86567 \times 10^{-5}$$

$$c = 1,69533 \times 10^{-9} \cdot p_a - 3,00333 \times 10^{-4}$$

Propriétés thermo physiques de R22 et R410A :

Ils sont tirés d'après, le Manuel « Table et diagrammes pour l'industrie du froid »

Propriétés thermo physique, l'édition de IIF (institut international du froid) 2001.

Annexe 4.

Corrélation de Gungor et Winterton

Comme nous avons souligné dans le chapitre 3 ; il existe une autre corrélation plus précise pour le calcul du coefficient de transfert de chaleur côté fluide frigorigène. Comme exemple, nous pouvons citer la corrélation de **Gungor et Winterton** (1987) [3,14].

De type 'asymptotique'. Cette dernière est particulièrement adaptée aux frigorigènes purs et azéotropes [31].

Et elle est établie pour les écoulements à l'intérieur des tubes lisses, [32]. Elle se présente sous la forme suivante :

$$\alpha_{pur} = E.\alpha_l + S\alpha_{pool}$$

Où α_l est donnée par la corrélation de Dittus-Boelter :

$$\alpha_l = 0.023 \text{Re}_l^{0.8} \text{Pr}_l^{0.4} \frac{\lambda_l}{D_H}$$

Avec $\text{Re}_l = \frac{G.(1-x)Dh}{\mu_l}$ et $\text{Pr}_l = \frac{cp_l \mu_l}{\lambda_l}$

α_{pool} est le coefficient d'échange dû à la contribution de l'ébullition nucléé, Il est donné par la corrélation de Cooper (1984) [31] :

$$\alpha_{pool} = 55 \left(\frac{P}{P_{CRIT}} \right)^{0.12} \left(-\log \left(\frac{P}{P_{crit}} \right) \right)^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.67}$$

Où P_{crit} est la pression critique du frigorigène,

M sa masse molaire

Et q la densité du flux de la chaleur appliquée (W/m^2).

E est le coefficient d'intensification d'évaporation convective

$$E = 1 + 24000Bo^{1.16} + 1.37 \frac{1}{x_{tt}^{0.86}}$$

x est le paramètre de Martinelli, donné par :

$$x_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1}$$

$$Bo = \frac{q}{\Delta h_{LV} G} \quad \text{est le coefficient d'ébullition}$$

avec Δh_{LV} la chaleur latente du frigorigène

$$S = \frac{1}{1 + 1.15 \cdot 10^{-6} \cdot E^2 \text{Re}_l^{1.17}} \quad \text{Représente le facteur d'atténuation (<1) de}$$

l'ébullition nucléé.

Pour des tubes horizontaux et des nombres de Froude $Fr_L = \frac{G^2}{\rho^2 \cdot g \cdot d} < 0.05$, le facteur de

perfectionnement et celui de suppression s'écrivent [20] :

$$E_{\text{mod}} = E \cdot Fr_L^{(0.1-2 \cdot Fr_L)}$$

$$S_{\text{mod}} = S \cdot (Fr_l)^{0.5}$$

Annexe 5. Le Programme de calcul

```
external ctair,cpair,cpeair,cpsair,xmvair,vdair
integer na,nr,nt
dimension teair(6),vair(6),tpar(6),tsair(6),xmair(6),hi(6),he(6),
1 xk(6),hm(6),dpair(6),xdpr22(6),vnr22(6)

common/geom/xdi,xde,xea,na,xpl,xpt,nr,nt,xl,xpa,xeh,xecu,xe,pi
real tsat,xmr22,hum,vdr22,ctal,rcu,rh,cth,ctcu,snnett,s0,efg,efa
real vetr,sint
open(10,file='coefconv.dat')
open(11,file='temperat.dat')
open(12,file='pertes.dat')
write(10,*)' teair',' vair',' hint',' hext',' xk'
write(11,*)'teair','vair','tpar','tsair','hm','xmair'
write(12,*) 'dpa','xdp','va','vr22'

c *****les donnees geometriques*****
write(*,*)'entrer les donnees geometrique'
write(*,*)'diametre interieur des tubes'
read(*,*)xdi
write(*,*)'diametre exterieur des tubes'
read(*,*)xde
write(*,*)'espacement des ailettes'
read(*,*)xpa
write(*,*)'epaisseur des ailettes'
read(*,*)xea
write(*,*)'nombre d ailette'
read(*,*)na
write(*,*)'pas longitudinal'
read(*,*)xpl
write(*,*)'pas transversal'
read(*,*)xpt
write(*,*)'nombre de rangs'
read(*,*)nr
write(*,*)'nombre de tubes'
read(*,*)nt
write(*,*)'longeur de tube'
read(*,*)xl
write(*,*)'la vitesse de freon R22'
read(*,*)vr22
write(*,*)'la conductivite thermique du cuivre'
read(*,*)ctcu
write(*,*)'epaisseur de cuivre'
read(*,*)xecu
write(*,*)'epaisseur du givre'
read(*,*)xeg
c *****les donnees thermophysiques*****
```

```

write(*,*)'entrer les donnees geometriques'
write(*,*)'tem.entrer R22'
  read(*,*)t0
write(*,*)'tem.entrer air'
  read(*,*)tea
write(*,*)'debit R22'
read(*,*)xmr22
write(*,*)'debit air'
read(*,*)xma
write(*,*)'pression R22'
read(*,*)pr22
write(*,*)'pression air'
read(*,*)pa
write(*,*)'ctr22,cpr22,xmvr22,vdr22'
read(*,*)ctr22,cpr22,xmvr22,vdr22
write(*,*)'conductivite d aluminum'
read(*,*)ctal
write(*,*)'resistance thermique du cuivre'
read(*,*)rcu
write(*,*)'conductivite du givre'
read(*,*)cdg
write(*,*)'chaleur latente'
read(*,*)lr22
write(*,*)'temperature de saturation'
read(*,*)tsat
c  calcul de la surface exterieure lisse par metre de tube
  pi=3.1415926
  so=pi*xde
c  calcul de la surface interne par metre de tube
  si=pi*xdi
c  calcul du nombre d ailettes par metre de tube
  n0=1/(xea+xpa)
  sext=61.22
  pi=3.1415926
  n0=1./(xea+xpa)
  sa=2.*n0*(xpt*xpl-pi*xde**2/4)
  snett=pi*xde*(1.-n0*xea)
  st=sa+snett
write(*,*)'titre de vapeur'
  read(*,*)x
c  calcul de la puissance frigorifique
  q0=xmr22*lr22
  hea=(tea+273.15)*cpeair(tea)
  va=2.5
  do 35 i=1,6,1
  tsa0=15.
  j=0
100 hsa=(tsa0+273.15)*cpsair(tsa0)
c  calcul de la tem.moy
  tma=(tea+tsa0)/2.

```

```

        hum=(hea-hsa)/((tea-tsa0)*cpair(tma))
        call cocve (s0,sa,snett,st,hum,va,q0,ctal,sfr,tma,hea,hsa
1 ,pa,xma,efa,happ,vetr,ree)
c   calcul la tem de paroi approximative
    tp=(tma+tsat)/2.
        print*,'tp=',tp
        x=x+pas
        call cocvi(xdi,cpr22,vdr22,ctr22,vr22,x,pas,hint,pr,rei
1 ,xmvr22)
c   calcul de l efficacite global
    efg=1.-((1.-efa)*sa/st)
        print*,'efg=',efg
c   calcul du coeff.global d echange
    xkg=1./((1./(efg*happ))+(xecu/ctcu)+(st/si)*(1./hint))
    print*,'xkg=',xkg
c   calcul du DTLM
    DTLM=((tsa0-tsat)-(tea-tsat))/alog((tsa0-tsat)/(tea-tsat))
c   calcul de la tem.de paroi
    tpr=((194.16*tsat)+(99.31*tma))/(194.16+99.31)
        if(abs(tpr-tp).IE.0.05)then
            tp=tpr
            if(tp.gt.tsat)then
                else
write(*,*)'l evapourateur ne fonctionne pas'
            endif
            else
                tp=tpr
            endif
            qo=3.139
            xma=5.153*10E-06
            tea=30
            tsa=tea-(q0/(xma*cpair(tma)))
            if(tsa.ge.2)then
                if(abs(tsa-tsa0).gt.0.05)then
                    tsa0=tsa
                    j=j+1
                    goto 100
                endif
            endif
            teair(i)=tea
            vair(i)=va
            hi(i)=hint
            he(i)=happ
            tpar(i)=tpr
            tsair(i)=tsa
            vair(i)=va
            xmair(i)=xma
            xk(i)=xkg
            hm(i)=hum
            write(10,300)teair(i),vair(i),hi(i),he(i),xk(i)

```

```

300 format(//,2x,f6.2,2x,f6.2,2x,f12.4,2x,f9.4,2x,f6.3)
    write(11,301)teair(i),vair(i),tpar(i),tsair(i),hm(i),xmair(i)
301 format(//,2x,f6.2,3x,f6.2,3x,f6.2,3x,f9.4,3x,f6.3,3x,f6.3)
    va=va+0.5
    vr22=vr22+3
    x=0.01
    pas=0
c   calcul de la perte de charge cote air
    xdh=2*nt*(sqrt(xpt**2+xpl**2)-xde)*xpa/((sqrt(xpt**2+xpl**2)-xde)
1 +xpa)
    xplh=xpl/xdh
    vetr=2.4
    reeh=vetr*xdh/vdair(tma,pa)
    if(reeh.gt.400)then
    if(reeh.lt.100000)then
    if(xplh.ge.4)then
    fe=(150/reeh+1.8*reeh**(-0.2))*xplh**(0.35)
    else
    fe=(13.5*reeh**(-0.3))*xplh**(-0.42)
    endif
    endif
    endif
    dpa=4*fe*(va**2)/(2*9.81)*(0.1/xdh)
c   calcul de la perte de charge cote fluide frigorigene
    rei=vr22*xdi*xmvr22/vdr22
    fi=0.0014+0.125*rei**(-0.32)
    nt=52
    xdi=0.0084
    xl=0.56
    xdp1=2*fi*(vr22**2)*4*xl/(xdi*xmvr22)*nt
c   pertes de pression due a l'entree et la sortie
    xdp2=(3/4)*((vr22**2)/xmvr22)
c   pertes de pression due au coude
    xdp3=(3/2)*((vr22**2)/xmvr22)*nt
c   perte de pression totale
    xdp=xdp1+xdp2+xdp3
    dpair(i)=dpa
    xdpr22(i)=xdp
    vair(i)=va
    vmr22(i)=vr22
    xmair(i)=xma
    write(12,302)dpair(i),xdpr22(i),vair(i),vmr22(i)
302 format(//,2x,f9.2,2x,f9.2,2x,f6.2,2x,f6.2)
35  continue
    end
c   sous programme:calcul de coefficient d'ech.convectif hext
    subroutine cocve(s0,sa,snett,st,hum,va,q0,ctal,sfr,tma,hea,hsa,
1   pa,xma,efa,happ,vetr,ree)
    external cpair,ctair,vdair,xmvair
    common/geom/xdi,xde,xea,na,xpl,xpt,nr,nt,xl,xpa,xeh,xecu,xe,pi

```

```

double precision hext,ree,pre,nue
  real efa,m,l,phil,phig,phi,psi,setr,vetr
  xma=va*sfr*xmvair(tma,pa)
  print*,'xma=',xma
  phil=sa/st
  phig=snett/st
  ree=(vetr*xde)/vdair(tma,pa)
  pre=(vdair(tma,pa)*cpair(tma))/ctair(tma,pa)
  pld=xpl/xde
  ptd=xpt/xde
  a=0.5*(2*ptd+1)**(0.5)
  if(pld.gt.a)then
    nue=0.3*(ree**0.625)*(st/s0)**(-0.375)*pre**(0.33)
    hext=nue*ctair(tma,pa)/xde
    print*,'hext=',hext
    psi=1.28*(xpt/xde)*((xpt/xpl-0.2)**(0.5))
    psi=1.82
    phi=(psi-1)*(1+0.35*ALOG(psi))
    phi=0.992
    l=phi*xde/2
    l=0.00496
    m=(2*hext/(ctal*xea))**(0.5)
    efa=TANH(m*l)/(m*l)
    print*,'efa=',efa
    happ=hum*hext*(phig+efa*phil)
    print*,'happ=',happ
  return
  endif
end

```

- c sous programme:calcul de coeffidient d'ech.convectif hint
 subroutine cocvi(xdi,cpr22,vdr22,ctr22,vr22,x,pas,hint,pr,rei

```

  1 ,xmv22)
  real hint,rei,pr,nu
  rei=vr22*xdi*xmv22/vdr22
  pr=cpr22*vdr22/ctr22
  print*,'rei',rei
  if(rei.gt.10000)then
    nu=0.023*(rei**0.8)*(pr**0.4)*1/x**(1.23)
  endif
  hint=ctr22*nu/xdi
  pas=0.01
  print*,'nu=',nu,'hint=',hint
  return
end

```

- c sous programme:calcul de la conductivite thermique de lair pour:-90<tma<400

```

function ctair(tma,pa)
  tabs=tma+273.15
  if((tabs.gt.183).and.(tab.lt.673.15)) then
    a=4.72222e-15*pa-3.42822e-8
    b=-5.16667e-12*pa+9.86567e-5

```

```

c      c=1.69533e-9*pa-3.00333e-4
      ctair=a*tabs**2+b*tabs+c
      else
      write(*,*)'tem.horsdomaine utilisation pour ctair',tma
c      stop
      endif
      return
      end
c      sous programme:calcul de la chaleur massique de lair pour:275<tabs<600
      function cpair(tma)
      tabs=tma+273.15
      a=-0.02973e-5
      b=0.07442e-2
      c=-0.33189
      d=1046.94
      if((tabs.gt.275.).and.(tab.lt.600.))then
      cpair=a*tabs+b
      cpair=cpair*tabs+c
      cpair=cpair*tabs+d
      else
      write(*,*)'temp.hors domained utilisation pour cpair',tma
c      stop
      endif
      return
      end
c      *****
c      sous programme:
      function cpeair(tea)
      tabs=tea+273.15
      a=-0.02973e-5
      b=0.07442e-2
      c=-0.33189
      d=1046.94
      if((tabs.gt.275).and.(tabs.lt.600))then
      cpeair=a*tabs+b
      cpeair=cpeair*tabs+c
      cpeair=cpeair*tabs+d
      else
      write(*,*)'temp.hors domaine d utilisation pour cpeair',tea
c      stop
      endif
      return
      end
c      sous programme:
      function cpsair(tsa0)
      tabs=tsa0+273.15
      a=-0.02973e-5
      b=0.07442e-2
      c=-0.33189
      d=1046.94

```

```

    if((tabs.gt.275).and.(tabs.lt.600))then
        cpsair=a*tabs+b
    cpsair=cpeair*tabs+c
        cpsair=cpeair*tabs+d
    else
write(*,*)'temp.hors domaine d utilisation pour cpsair',tsa0
    endif
    return
end

```

- c sous programme : calcul de la masse volumique de l air pour: $-90 < t_{ma} < 1000^{\circ}\text{C}$

```

function xmvair(tma,pa)
    tabs=tma+273.15
    if((tabs.ge.180.).and.(tabs.le.350.)) then
        z=1.-1.e-7*pa*1.e-5*(tabs-350.)**2
    else
        if((tabs.gt.350.).and.(tabs.le.1300.))then
            z=1
        else
write(*,*)'temp.hors domaine d utilisation pour xmvair',tma
            stop
        endif
    endif
    xmvair=348.29e-5*pa/tabs*z
    return
end

```

- c sous programme: calcul de la viscosite dynamique de l air pour: $0 < t_{ma} < 400^{\circ}\text{C}$

```

function vdair(tma,pa)
    tabs=tma+273.15
    if((tabs.gt.273.15).and.(tabs.lt.673.15))then
        a=1.33333e-18*pa-2.87133e-11
        b=-1.45555e-15*pa+6.61955e-8
        c=4.66667e-13*pa+1.15333e-6
        vdair=a*tabs+b
        vdair=vdair*tabs+c
    else
write(*,*)'temp.hors domaine d utilisation pour vdair',tma
        stop
    endif
    return
end

```

-REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES-

- [1] Technique frigorifique/Climatisation, manuel de formation -Edition Webasto 12/2003
- [2] CHRISTOPHE MARVILLET. « Cours d'échange thermiques »-chapitre 6- Institut français de froid IFFI.
- [3] LALLEMAND Monique. « Transferts en changement de phases, Ebullition convective », technique de l'ingénieur, traite Génie énergétique , volume BE 8236,1998.
- [4] Le RECKNAGL, SPRENGER, HONMANN, « Le RECHKNAGL, manuel pratique du génie climatique »,2^{ème} ed, PYC édition,Paris 1986.
- [5] DIDION david.A. “The influence of the thermo physical fluid proprieties of the new. Ozone-safe Refrigerants on performance”, international Journal applied thermodynamics, VOL 2(NO.1), pp19-35, March-1999.
- [6]CALM. James.M ,PE, and. DOMANSKI Pioter ,Phd-« R22 Replacement statuts »,ASHARE Journal,46(8):29-39.
- [7] CALM. James. M,PE, and. DOMANSKI Pioter,Phd-« R22 Replacement statuts », EcolibriumTM ,3(10) :18-24, November 2004.
- [8] B. G. Lee, J. Y. Park, J. D. Kim, and J. S. Lim. A STUDY ON THE PERFORMANCE OF ALTERNATIVE REFRIGERANT MIXTURES FOR HCFC-22. FIFTEENTH SYMPOSIUM ON THERMOPHYSICAL PROPERTIES. Boulder, CO, USA, June 22 - 27, 2003 , Organized by National Institute of Standards and Technology . Committee on Thermophysical Properties. Heat Transfer Division . American Society of Mechanical Engineers.
- [9] Bertrand Alex, ”la production de froid dans le milieu agro-alimentaire, industriel et tertiaire », les cahiers de la production propre. Publiés par le centre de ressources des technologies pour l'environnement (CRTE),cahier 04 février 2006.
- [10] BNCR 3f, « characteristics of refrigerants in relation to efficiency “.Market Transformation Programme. Last reviewed 22/12/06 .www.mtprog.com.
- [11] Piotr Domanski and Vance Payne, National Institute of Standards and Technology, ARTI- 21CR/50010-02, Properties and Cycle Performance of Refrigerant Blends Operating Near and Above the Refrigerant Critical Point; February, 2002
- [12] DOMANSKI Piotr A,YASHAR David, KIM minsung, ”performance of the finned – tube evaporator optimized for different refrigerants. And .its effects on system efficiency” International Journal of Refrigeration 28(2005).820-827.
- [13] BATEMAN David, ”performance of du PontTM.Suva 410A, compared to R22, at high ambient temperatures”, technical information , PontTM.Suva Refrigerants, October 2004.

- [14] AYAD fadil, BENELMIR riad "Evaporateur a minicanaux pour la climatisation. Automobile fonctionnant au CO₂, Etude de transfert de chaleur et de masse ».Université .Henri .Poincaré, Nancy 1.
- [15] BASTICK (J), « Introduction a l'étude des échangeurs de chaleur », transfert thermique, Paris V , édition CRIFIC.
- [16]CASTAING (LASVIGNOTTES),-échangeur industrielles (méthode de dimensionnement) pdf-pp12.13.<http://jc-casting.free.fr>.
- [17] KERN (D.Q) processes heat transfer, Mc GRAW HILL ,kogakusa Tokyo 1950
- [18] BOULAHLIB (MS), 'contribution a l'étude des échangeurs de chaleur a ailettes intégrales 'THESE DE MAGISTER, Université de Constantine 1998.
- [19] CHAWLA (JH) correlation of convective heat transfer coefficient for two-phase liquid -vapeur flow-paper n° B-5-7.INTERNATIONAL OF HEAT TRANSFERT PARIS 1970.
- [20] ENGENIRING REFRIGERATION
- [21] SCHMIDT (th.E) la production calorifique des surfaces munies d'ailettes (annexe du bulletin de IIF .annexe G-5 1945-1946.
- [22] BOULAHLIB (MS)-cours TEC628 installation thermique industrielle
- [23] HANBOOK OF HEAT TRANSFERT APPLICATIONS
- [24] MERMOND (YANNICK) 'transfert de chaleur dans un mélange (fluide et huile), thèse de doctorat d'état en énergétique, université de Nancy -1,13octobre 1999 ,pp n° 50.
- [25] TABOREK (J), HEWITT (G.F), AFGAN (N)'heat exangers: theories and practice' hemisphere publishing corporation, Washington, N.Y, London, 1983.
- [26] M. HUG. Mécanique des fluides appliquée. Edition EYROLLES 1975, introduction au calcul des échangeurs de chaleur continu, pp 953, calcul des perte de pression pp 987.
- [27] Réfrigérant Report-13 Edition A-501-13, Perspectives in réfrigération Développement (Global Warning and TEWI Factor) ,pp6,BITZER INTRNATIONAL WAL.
- [28] CLODIC (D), CHANG (YS), POUGIN (A.M) « Evaluation des fluides frigorigène a faible GWP pour le froid domestique et commercial,les transport refrigerées et la climatisation automobile ».MAI 1999 ,Annexe 1.
- [29] PEREZ (LAETITIA) « Développement, étude de performances et intégration de sondes thermiques pour la concrétisation de l'encrassement d'échangeurs tubulaire a courant croises ».Thèse de doctorat,ENSAM ,centre de BORDEAUX ,18 décembre 2003.

[30] ECHANGEURS DE CHALEUR, Problèmes de fonctionnement et aspect réglementaire, Technique de l'ingénieur, traite Génie Energétique, volume B 2344, Doc.B 2345 ,1998.

[31] YOUNI-IDRISSI (MOHAMED) « Impact de l'huile de lubrification sur les performances thermodynamiques des pompe à chaleur réversibles », THESE DE DOCTORAT, formation doctorale : énergétique, CNAM (centre national des art et métiers), 08 décembre 2003, pp50.

[32] LOTTIN (olivier) et GUILLEMONT (phillipe) et autres. 'Huiles synthétiques et HFC' partieII : comportement des échangeurs- COFRET 02, BUCAREST, 25-27.avril 002ppn°2.

Résumé

Dans ce travail, nous avons élaboré un programme informatique pour le calcul des performances thermique et hydrodynamique d'un échangeur de chaleur de type évaporateur d'un climatiseur de marque MAY ENIEM, 2CV.

Les corrélations permettant le calcul des coefficients d'échange thermique sont tirée de la littérature, ainsi celles utilisée pour le calcul des pertes de charge.

Les résultats de la simulation sont représentés sous forme de courbes, ils mettent en évidence l'influence des paramètres d'entrée (débit, et température de l'air) sur les performances de l'évaporateur.

La partie expérimentale de ce travail a été réservée à des mesures de vitesse et de température de paroi du tube de l'évaporateur en utilisant un thermocouple, anémomètre thermique, thermomètre à infrarouge avec pointeur laser.

Une comparaison a été faite avec les résultats de la modélisation. En plus du fluide pur R22, nous avons étudié un autre fluide d'intérêt actuel qui est le mélange azéotrope R410A.

Une autre comparaison concernant des coefficient d'échange des deux fluides, ainsi que des pertes de pression intérieure de chaque fluide frigorigène a été réalisée.

Mots Clés

Echangeur de chaleur, ailettes, R22, R410A, évaporateur, simulation, climat chaud.

Abstract.

A computer program has been developed to calculate the performance of finned tube evaporator. This developed program is used to predict the thermal and hydrodynamic performance of finned tube evaporator. The correlations for predicting the heat transfer and pressure drop are used from the literature.

The R22 coil evaporator of the present study is assembled on an air conditioner MAY-ENIEM 2 CV (made by ENIEM) which represents the biggest part of windows air-conditioned park in North and south of Algeria with all the complications that this induces of a point of view temperature and humidity variation. Our work has been essentially based on the hydro-thermal variation of these heat exchangers in function of inlet parameters (temperature and rate). In order to take out the Algerian weather impact upon the heat exchanger assembled in frigorific machine (wall temperature determination and its implication on saturated temperature and consequently machine performances), imposed flow rate and temperature fields in entrance we imposed. Hence, the temperatures and performances were determined at the exit, which can enable to have a global view on the Algerian (saharian) weather impact on the points of functioning.

The current research comprises an experimental study, that relates to the measurement of the temperature of the tube wall as well as the temperature of the air released, to achieve this aim, different means of measurement such as: the anemometer, infra-red thermometer.

On the hand, comparison has been established between the experimental results and the results of the model. On the other hand, another comparison is made between the global coefficient, and pressure drops for the case of two azeotropic refrigerant (R410A) and pure refrigerant (R22).

Keywords:

Heat exchanger, integral fins, R22, R410A, evaporator, simulation, hot climate.

ملخص

تضمن هذا العمل، دراسة وتطوير لبرنامج عددي إعلام آلي يقوم بحساب الكفاءة الحرارية والهيدرودينامكية لمبادل حراري من نوع مبرد ذو زعانف لمكيف هواء من نوع (2may-ENIEM حسان)

العلاقات التجريبية التي تسمح لنا بحساب معاملات الانتقال الحراري الداخلي والخارجي ، مأخوذة من المراجع الفيزيائية المتخصصة، وكذلك العلاقات الخاصة بحساب الفقدان في الطاقة.

نتائج الحساب الرقمي ممثلة على شكل منحنيات، تجسد هذه الأخيرة مدى تأثير العوامل عند دخول المبرد (التدفق، ودرجة حرارة الهواء) على كفاءة المبرد

القسم التجريبي (العملي) لهذه الدراسة تضمن عملية قياس سرعة ودرجات الحرارة لأنبوب مبرد باستعمال وسائل قياس حرارية مثل: ترمومتر بالأشعة فوق الحمراء، ترموكوبل، أنمومتر حراري.

نتائج الحساب العددي كانت محل مقارنة مع النتائج التجريبية بالإضافة إلى وسيط التبريد R22 قمنا بدراسة خواص وسيط تبريد ذو أهمية حاضرة وهو وسيط تبريد أزيوتروبي R410A

تمت هناك مقارنة بين المعامل الكلي للانتقال الحراري لكل من R 22 , R410A وكذلك مقارنة الفقدان في الطاقة الداخلي والخارجي

الكلمات المفتاحية:

مبادل حراري، زعانف، R22 ، R410A، مبرد , التجريب ، طقس حار