

République Algérienne Démocratique et Populaire

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE -MENTOURI -DE CONSTANTINE

Département de génie climatique

N° d'ordre :

Série :

MEMOIRE
PRESENTE POUR OBTENIR LE DIPLOME DE MAGISTER
EN THERMIQUE

OPTION
THERMIQUE DU BATIMENT

THEME

**CONTRIBUTION A L'ETUDE
D'UN EVAPORATEUR A AILETTE**

Présenté par
LITOUCHE BILLEL
Soutenu le : 24 / 06 /2010.

Devant le jury :

Président :	A .KAABI	Prof,	université de Constantine
Rapporteur :	M.S. ROUABEH	MC,	université de Constantine
Examineur :	S. MAHRI	MC,	université de Constantine
Examineur	S. ZID	MC,	université de Constantine

REMERCIEMENT

*Je tiens à remercier Dr. **ROUABAH MOHAMED SALAH**, pour son encadrement efficace et les nombreux conseils qu'il a pu me donner. Grâce à lui, ce travail a pris toute sa consistance scientifique. Je suis très heureux d'avoir pu travailler avec le laboratoire du Génie Climatique, en particulier avec Dr **MAHRI ZINNE ALBIDINE**, et Dr **ZID .SAID** pour ces nombreux conseils concerne la programmation et les données d'application actuelles en froid artificiel.*

*Je remercie vivement, Pr **A.KAABI**, d'avoir accepté de présider mon jury de Thèse.*

Enfin, je renouvelle ma chaleureuse amitié à Touahria .AJ. Ainsi tout mes amis de génie climatique, avec qui j'ai passé d'agréables moments durant ces trois années.

Il me reste à remercier ceux qui m'ont entouré pendant ces quelques années. Pour n'en citer que quelques-uns (que les autres me pardonnent) merci donc à Rebai .b, Mme. Zemmouri.F, Mme. Nacira (victoria), Mme. Samia, pour les nombreuses conversations amicales que nous avons eues, et pour bien d'autres choses encore.

DEDICACES

A mes parents et mes frères et mes soeurs

SOMMAIRE

Remerciement.....	I
Dédicace.....	II
Sommaire.....	III
Résumé	VII
Nomenclature.....	VIII
Liste de figure.....	XIII
INTRODUCTION GENERALE.....	1.
CHAPITRE - 1 ETUDE DU PHENOMENE D'EVAPORATION	
1.1. Echange thermique dans l'évaporateur.....	4
1.2. Evolution de température dans un évaporateur.....	4
1.3. Classification des évaporateurs	5
1.4. Ebullition convective.....	6
1.4.1. Introduction	6
1.4.2. Écoulements avec changement de phase, Configurations d'écoulement	6
1.4.2.1. Ebullition en convection forcée à l'intérieur d'un tube vertical	6
1.4.2.2-Ebullition en convection forcée à l'intérieur d'un tube horizontal	8
CHAPITRE -2 CALCUL THERMIQUE ET HYDRAULIQUE D'UN EVAPORATEUR	
2.1- Dimensionnement d'évaporateur.....	10.
2.2- Méthode de calcul et de simulation d'évaporateur.....	10
2.2.1- Calcul thermique	11
2.2.1.1- Efficacité et nombre d'unité de transfert NUT- ϵ	11
a. Introduction	11
b- La méthode du nombre d'unité de transfert.....	12
2.2.1.2- Calcul des coefficients d'échanges chaleur.....	14
2.2.1.2.1- Coefficient d'échange de chaleur global U	14
2.2.1.2.2 – Calcul le coefficient d'échange coté fluide frigorigène.....	17
A- Modèle de superposition	17
A .1- Corrélation de GUNGER et WINTERTON (1986).....	17
A.2- Nouvelle corrélation de GUNGER et WINTERTON (1987).....	19

SOMMAIRE

A .3 - Corrélation de Young et Al (1989)	20
B - Modèle d'intensification - Corrélation de SHAH (1982).....	21
C- Modèle Asymptotique -Corrélation de BIRENT et YOKOZAKI (1994).....	22
D -Modèle basé sur la configuration d'écoulement et la corrélation de KATTAN et AL.....	23
2.2.1.2.3- Calcul du coefficient de transfert de chaleur externe côté air h_{ext}	30
2.2.1.3. Calcul des températures de paroi et de sorties de l'air et du fluide.....	32
2.2.2 – Calcul hydraulique.....	32
2.2.2.1- Les pertes de charge cotée fluide frigorigène.....	32
2.2.2.1.1 - Les pertes dues à pression statique	32
2.2.2.1.2- Les pertes dues à l'accélération	33
2.2.2.1.3. Les pertes dues aux frottements.....	33
a- Modèle homogène.....	33
b- Modèle à phases séparées.....	34
b.1- Friedel.....	34
b.2- Méthode de Muller –Steinhoger et Heck.....	34
2.2.2.1.4. Perte de charge due aux coudes	35
2.2.2.2. La perte de charge cotée Air (pertes externes).....	36
2.3- Configuration d'écoulement étudiée.....	37

CHAPITRE - 3

PARTIE –A-

3.1-MODELISATION DE L'EVAPORATEUR.....	39
3.1.1- La procédure de calcul	39
3.1.2- Relations utilisées pour le calcul thermique et hydraulique	42
3.1.2.1- Calcul thermique	42
➤ Calcul du coefficient de transfert de chaleur côté fluide frigorigène h_{int}	42
a- Modèle basé sur la configuration d'écoulement	42
b- Modèle de superposition.....	44
c- Modèle Asymptotique.....	45
d- La corrélation de (BETTIS) tirée de (DITTUS-BOELTER).....	45
➤ Calcul du coefficient de transfert de chaleur externe côté air h_{ext}	46
➤ Calcul du coefficient d'échange globale U	46
➤ Calcul du nombre d'unités thermique NUT.....	46.

SOMMAIRE

➤ Calcul de l'efficacité de l'échangeur	47.
➤ Calcul de la puissance	47
➤ Calcul de la température de paroi et des températures de sorties de fluides.....	47
3.1.2.2-Calcul hydraulique «Pertes de charge».....	47
❖ Perte de charge côté fluide frigorigène (pertes internes).....	47
A- Les pertes dues aux pressions statiques	47
B - les pertes dues aux l'accélération (dynamiques).....	47
C - Perte de charge due aux coudes.....	47
D - les pertes dues aux frottements (modèle séparé).....	47
❖ Pertes de charges côté air (pertes externes).....	48
3.1.3- L'organigramme de calcul.....	48
A – l'organigramme de programme principal :.....	49
B- Sous programme.....	50

PARTIE –B-

3.2-DISPOSITIF EXPERIMENTEL.....	56
3.2.1-Présentation du banc expérimental.....	56
3.2.2-Les caractéristiques de la machine frigorifique.....	56
3.2.3-Les caractéristiques de la batterie de chauffage électrique à courant transversal.....	57
3.2.4- Les appareils de mesure :.....	57
3.2.5-Résultats des essais (mesures) :.....	58

CHAPITRE -4 COMPARAISON ENTRE LES RESULTATS EXPERIMENTAUX ET DE MODELISATION

4.1-Résultats de modélisation	61
4.1.1- Evaluation des températures en fonction de la température d'entrer de l'air	61
a- Température de la paroi T_p	61
b- Température de sortie de l'air T_{sa}	63
4.1.2- Evaluation de coefficient d'échange globale en fonction de la vitesse de l'air	63
4.1.3- Evolution des pertes de charges.....	64
a- Evolution des pertes de charges externe en fonction de la vitesse de l'air	64
b- Evolution des pertes de charges interne en fonction de débit massique du fluide frigorigène .	65
4.2-Résultats expérimentaux:.....	66
4.2.1- Evaluation des températures.....	66

SOMMAIRE

a- Température de la paroi en fonction de longueur.....	66
b- Température de sortie de l'air en fonction de la température d'entré de l'air.....	67.
c- Température de la paroi en fonction de la température d'entré de l'air.....	68
4-3- Comparaison des résultats.....	69
4.3.1- Température de la paroi T_p	69
4.3.2- Température de sortie de l'air T_{sa}	70
4.3.3- Coefficient d'échange global U	71
CONCLUSION GENERALE.....	73
Annexe -1- les méthodes de calcul.....	74
Annexe-2- Propriétés thermo physiques des fluides.....	78
Annexe-3- Programmes élaborés.....	81
Références Bibliographies.....	100

Nomenclature

A : Coefficient d'échange en ébullition nucléée ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)

α : Le pas transversal (mm)

B : Coefficient d'échange convectif ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)

b : Le pas longitudinal (mm)

Cp_l : Capacité thermique de la phase liquide ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)

Cp_v : Capacité thermique de la phase vapeur ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)

Cp_{air} : La capacité thermique de l'air ($\text{KJ Kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)

c : l'espacement entre ailettes.(mm)

d_e : Le diamètre extérieur de tube (mm)

d_i : Diamètre intérieur (mm)

E : Facteur de correction

E_{cv} : Facteur de correction de coefficient d'échange convectif

E_{en} : Facteur de correction en ébullition nucléée

E, F, H : Paramètres de Friedel

$e_{cu}; e_g; e_a$: L'épaisseur cuivre et de givre et d'ailette respectivement (mm)

F, F_2 : Facteurs d'amélioration de coefficient d'échange convectif

f : Coefficient de perte de charge du au frottement

f_l : Coefficient de frottement de la phase liquide

f_v : Coefficient de frottement de la phase vapeur

h_{int} : Coefficient d'échange convectif intérieur ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)

h_{en} : Coefficient d'échange en ébullition nucléée. ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)

h_{cv} : Coefficient d'échange convectif ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)

h_l : Coefficient d'échange de la phase liquide ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)

h_v : Coefficient d'échange de la phase vapeur ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)

h_{mo} ; Coefficient d'échange de la partie de la paroi mouillée ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)

h_{app} : Coefficient d'apparent de transfert de chaleur coté air entrant compte de la présence d'ailette ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)

h_{ae}, h_{as} : L'enthalpie d'entrer et sortie de l'air dans l'évaporateur (kJ/kg)

h_{fl} : Hauteur du film liquide (mm)

G : Débit massique (Kg/ s)
 G_{va} : le débit volumétrique de l'air (m^3/s)
 G_{R22} : le débit massique du fluide frigorigène (Kg/s)
 g : Accélération de la pesanteur ($9.81m/s^2$)
 L : Longueur de tube (m)
 M : La masse molaire (g/mol)
 \dot{m}_a : La vitesse massique de l'air (Kg/s)
NUT : Nombre d'unité de transfert (nombre adimensionnel)
 n_0 : Le nombre d'ailettes par mètre de longueur du tube.
 P_{sat} : Pression de saturation (Pa)
 pr : La réduction de pression (sans unité)
 P_{crit} : La pression critique (Pa)
 \dot{q} : Le flux de chaleur appliqué (W/m^2)
 R : La somme des résistances thermiques.
 S, S_2 : Facteurs de suppression d'ébullition nucléée.
 S_T : Surface extérieur total par mètre de longueur de tube (m^2/m)
 S_{int} : Surface intérieur (m^2)
 S_{al} : Surface d'ailette par mètre de longueur de tube (m^2/m)
 S_{nette} : Surface extérieure nette des tubes (m^2)
 S_0 : Surface extérieure lisse des tubes par mètre de longueur ($.m^2/m$)
 S_{fr} : La surface frontale (m^2)
 S_{etr} : La surface étroite entre les tubes et les ailettes (m^2)
 T_{sat} : Température de saturation ($^{\circ}C$)
 T_{crit} : Température critique. ($^{\circ}C$)
 T_{ae}, T_{as} : Température entré et sortie de l'air ($^{\circ}C$)
 T_{ma} : température moyenne de l'air. ($^{\circ}C$)
 T_P : Température de paroi ($^{\circ}C$)
 U : Coefficient global de transfert thermique ($W m^{-2}K^{-1}$)
 V : Vitesse moyenne du fluide (m/s)
 V_{etr} : La vitesse étroite de l'air entre es tube et les ailettes (m/s)
 v_{fr} : Vitesse frontale de l'air à la sortie, comprise entre 3 et 5 (m/s).
 x : Le titre vapeur (%)

W : Efficacité de l'échangeur (nombre adimensionnel)

λ_l : Conductivité thermique de la phase liquide ($W m^{-1} K^{-1}$)

λ_v : Conductivité thermique de la phase vapeur ($W m^{-1} K^{-1}$)

λ_{air} : Conductivité thermique de l'air ($W/m.k$)

$\lambda_{cu}, \lambda_g, \lambda_a$: Les conductivités thermiques, cuivre et de givre et d'ailette respectivement ($W m^{-1} K^{-1}$)

ρ_l : La masse volumique de phase liquide (Kg/m^3)

ρ_v : La masse volumique de phase vapeur (Kg/m^3)

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

μ_l : Viscosité de la phase liquide (Kg/ms)

μ_v : Viscosité de la phase vapeur (Kg/ms)

μ_{air} : La viscosité dynamique de l'air a t_m . ($Pa.s$)

Δh : La chaleur latente de fluide (L/V) ($J kg^{-1}$)

ΔT_{sat} : Différence de température de saturation ($^{\circ}C$)

ΔP_{sat} : Différence de pression de saturation (Pa)

ΔTLM : La différence de températures logarithmique moyenne ($^{\circ}C$).

δ : L'épaisseur de film liquide (mm)

σ : Tension superficielle ($N \cdot m^{-1}$)

θ_{as} : L'angle d'assèchement

ϕ_l^2 : Facteur diphasique de Friedel

Φ_g, Φ_L : Rapport des surfaces nettes rapportées à la surface totale et des surfaces des ailettes rapportées à la surface totale (sans unité)

η_g : Rendement globale de la surface d'ailette (%)

η_a : Rendement d'ailette (%)

ξ : Coefficient de dépôt d'humidité

ξ : Coefficient de perte de charge

ε : Taux de vide

Groupements adimensionnels

$$\text{Re} = \frac{\dot{m}d_i}{\mu}$$

Nombre de Reynolds

$$\text{Re}_v = \frac{\dot{m}x d_i}{\mu_v}$$

Nombre de Reynolds de la phase vapeur

$$\text{Re}_l = \frac{\dot{m}(1-x)d_i}{\mu_l}$$

Nombre de Reynolds de la phase liquide

$$\text{Pr} = \frac{\mu C_p}{\lambda}$$

Nombre de Prandtl

$$\text{Pr}_l = \frac{\mu_l C_{p_l}}{\lambda_l}$$

Nombre de Prandtl de la phase liquide

$$\text{Nu} = \frac{hd_i}{\lambda}$$

Nombre de Nusselt

$$\text{Fr} = \frac{\dot{m}^2}{gd\rho^2}$$

Nombre de Froude

$$\chi = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)$$

Paramètre de Martinelli

$$\text{Bo} = \frac{\dot{q}}{h_v \dot{m}}$$

Nombre d'Ebullition

$$\text{Co} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5}$$

Nombre Convectif

$$\text{We} = \frac{\dot{m}^2 d}{\rho \sigma}$$

Nombre de Weber

LES INDICES

al : ailette
app : apparent
c ; cuivre
cv : ébullition convective
crit : Critique
dp : diphasique
e : extérieur
ea : entre de l'air
en : ébullition nucléée
h : huile
i : intérieur
g : global
g : givre
l : liquide
mo : mouillé
sa : sortie de l'air
sat ; saturation
p : paroi
T : total
v : vapeur

LISTE DES FIGURES-

Figure 1.1 : Evolution du titre de vapeur à l'intérieur de l'évaporateur.....	4
Figure 1.2 : L'emplacement d'un évaporateur dans une installation frigorifique.....	5
Figure 1.3 : Configurations d'écoulement à l'intérieur d'un tube vertical.....	7
Figure 1.4 : Configurations d'écoulement à l'intérieur d'un tube horizontal.....	8
Figure 2.1 : Evaluation des températures de fluide frigorigène et de l'air dans l'évaporateur.....	10
Figure 2.2 : Carte d'écoulement pour le R22 (Thome –El Hajal 2002).....	24
Figure 2.3 : La configuration d'écoulement étudiée.....	37
Figure 3.1 : Banc d'essai.....	56
Figure 4.1 Méthode de Kattan et al.....	61
Figure 4.2 : Méthode de Birent et yokozaki.....	62
Figure 4.3 : Méthode de Gunger et Winterton.....	62
Figure 4.4 : Evaluation de température de sortie de l'air Tsa en fonction de température d'entre de l'air Tea.....	63
Figure 4.5 : La variation de coefficient d'échange global (U) en fonction de la vitesse de l'air..	64
Figure 4.6 : Evolution des pertes de charges externe en fonction de la vitesse de l'air	64
Figure 4.7 : Evolution des pertes de charges interne en fonction de débit massique du fluide Frigorigène.....	65
Figure 4.8 : Evaluation de Tp en fonction de L.....	66
Figure 4.9 : Evaluation de Ts air en fonction de Te air.....	67
Figure 4.10 : Evaluation de Tp en fonction de Teair.....	68
Figure 4.11 : Comparaison les résultats de modélisation et expérimentaux concernant la Température de paroi- température de paroi – pour les trois méthodes.....	69
Figure 4.12 : Comparaison les résultats de modélisation et expérimentaux concernant la Température de sortie de l'air.....	70
Figure 4.13 : Comparaison de coefficient d'échange global – U- avec quatre méthodes.....	71

Introduction générale.

L'échange de chaleur entre deux fluides à température différentes et séparés par une paroi solide intervient dans des très nombreuses réalisations industrielles. Le dispositif utilisé pour effectuer cet échange s'appelle l'échangeur de chaleur, on le rencontre très fréquemment dans les procédés chimiques mais il intervient aussi dans les systèmes de conditionnement d'air, dans les engins spéciaux, dans l'usine de production d'énergie, etc.

Actuellement, presque toute l'énergie thermique produite ou recueillie transite au moins une fois par un échangeur thermique. Cet appareil est destiné également à des usages extrêmement divers malgré une fonction générale de base identique qui est le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid. Cette diversité des applications a entraîné un foisonnement des formes géométriques des échangeurs (tubulaires, à plaques, à ailettes, etc.). La réalisation des échangeurs se heurte à des difficultés du calcul dues à la complexité des formes géométriques et des écoulements, la corrosion et l'encrassement et les pertes de performances qui en découlent, etc.

Le présent travail est destiné à étudier la performance d'un évaporateur particulier ; celui équipant les climatiseurs ENIEM 2CV. Et, nous avons essayé de déterminer l'influence de la température extérieure et la vitesse de l'air sur la performance 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.

Le mémoire comporte quatre chapitres et trois annexes, en plus d'une introduction générale et d'une conclusion. Au premier chapitre, nous allons donner des définitions concernant l'évaporateur et son rôle dans une installation frigorifique et sa classification ainsi la conception du phénomène de l'ébullition convective pour les géométries horizontale et verticale.

Le deuxième chapitre présente les différentes méthodes du calcul thermique et hydraulique où nous allons utiliser des corrélations permettant de calculer les coefficients d'échange intérieur et extérieur ainsi que le coefficient d'échange global et les pertes de charges pour les deux cotés (fluide frigorigène et l'air).

Le troisième chapitre comporte deux parties :

- La première partie est la partie modélisation où nous avons sélectionné quatre corrélations permettant de calculer le coefficient d'échange intérieur au cours de changement de phase, alors que, pour le coefficient extérieur, nous avons utilisé la méthode de SCHMIDT.

Un organigramme permettant d'élaborer le programme de calcul utilisé dans ce travail est également présenté dans cette partie.

- La deuxième partie est la partie expérimentale, où nous allons présenter le banc d'essai et les résultats des mesures obtenues.

Le dernier chapitre est consacré à la présentation des résultats expérimentaux et ceux de la simulation ainsi qu'une comparaison entre eux, notamment, concernant l'évolution de la température de paroi et la température sortie de l'air en fonction de la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur.

CHAPITRE.1

ETUDE DU PHENOMENE D'EVAPORATION

Dans ce chapitre, nous nous intéressons à la définition et la description d'un type particulier des échangeurs de chaleur : l'évaporateurs ; et à son rôle dans une installation frigorifique et enfin au phénomène de transfert de chaleur en ébullition convective dans un tube.

1.1. Echange thermique dans l'évaporateur [1], [2].

L'évaporateur est un échangeur de chaleur dans lequel circule d'un côté le fluide frigorigène provenant du détendeur, de l'autre côté le fluide extérieur (en général, l'air ou l'eau). A basse pression, la température d'équilibre du liquide et de la vapeur du fluide frigorigène est faible ; en conséquence, ce dernier entre en ébullition dans l'évaporateur en absorbant la chaleur fournie par le fluide extérieur. La température d'évaporation doit donc rester inférieure à la température de fluide extérieur.

L'évaporateur est rempli par un mélange de liquide / vapeur. Ce mélange est d'autant plus riche en vapeur que l'on s'éloigne du point d'entrée de l'évaporateur. En effet, le titre de vapeur (dont la valeur x à l'injection de l'évaporateur dépend de la nature de fluide frigorigène et de la température de la et pression en aval de détendeur) voit sa valeur augmenter pendant la progression de mélange liquide/ vapeur dans l'évaporateur pour devenir égale à l'unité à la sortie de ce dernier (voir figure 1.1).

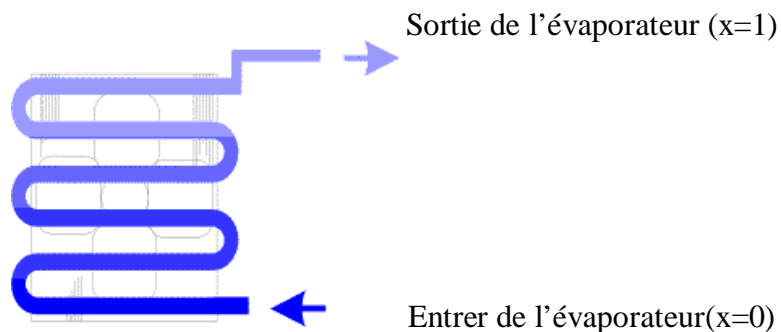


Figure 1.1 : Evolution du titre de vapeur à l'intérieur de l'évaporateur.

1.2. Evolution de température dans un évaporateur. [3]

A l'intérieur de l'évaporateur, le fluide frigorigène est vaporisé essentiellement dans la zone de vaporisation. Il pénètre généralement avec un titre massique de vapeur compris entre 15 et 30 % dans le cas d'un évaporateur à détente directe.

La surface d'échange est essentiellement utilisée pour vaporiser la phase liquide. Pour les fluides purs, la vaporisation s'effectue, dans le cas où les pertes de pression sont négligeables, à température constante jusqu'à l'obtention d'un titre de vapeur proche à l'unité.

Dans la zone dite de surchauffe qui suit la zone d'évaporation, l'écoulement est constitué essentiellement d'un débit de vapeur. L'échange thermique qui intervient dans cette zone permet l'élévation de température de la vapeur jusqu'à la température de consigne régulée.

CHAPITRE -1-

Les chutes de pression jouent un rôle essentiel dans les performances de l'évaporateur ; en effet, les pertes de pression dans la zone d'évaporation se traduisent pour les fluides purs par la diminution de température de saturation en sortie de l'évaporateur.

Quand on utilise des mélanges zéotropiques de deux ou plusieurs réfrigérants, le profil de la température pendant l'évaporation (fonctionnement de l'évaporateur) est différent de celui de la température pendant l'évaporation d'un fluide pur.

Les réfrigérants purs s'évaporent à une température qui dépend uniquement de la pression à l'intérieur de l'évaporateur.

L'emplacement d'un évaporateur dans une installation frigorifique est représenté sur la figure 1.2.

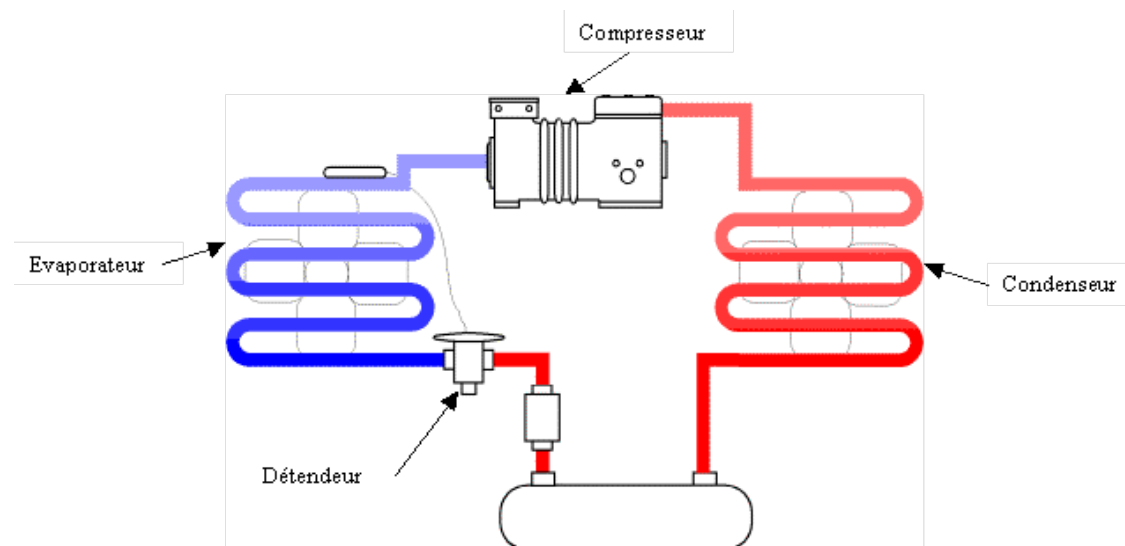


Figure 1.2 : L'emplacement d'un évaporateur dans une installation frigorifique.

1.3. Classification des évaporateurs [1]

Suivant le but qui leur est assigné, les évaporateurs peuvent classer en :

- évaporateur refroidisseur de liquide.
- évaporateur refroidisseur de gaz.
- évaporateur refroidisseur fabrique la glace.
- évaporateurs refroidisseurs spéciaux.
- évaporateur refroidisseur pour accumulation de froid, etc.

1.4. Ebullition convective

1.4.1. Introduction : [4], [5], [6], [7]

L'ébullition convective est largement utilisée pour assurer le refroidissement d'ambiances. En ébullition convective, les échanges thermiques dépendent d'une part, du phénomène de convection forcée et, d'autre part, du processus d'ébullition nucléée à partir d'une paroi suffisamment chauffée.

Dans le premier cas, l'échange de chaleur est essentiellement déterminé par la différence de température entre la paroi et celle du fluide et les propriétés thermo physiques du fluide (les forces visqueuses, la pression). Dans le cas d'un transfert de chaleur en ébullition, par contre, divers mécanismes doivent être pris en compte : la distribution des vitesses des deux phases (liquide et vapeur) en présence, forces de tension interfaciales et l'échange de quantité de mouvement entre les deux phases.

1.4.2. Écoulements avec changement de phase : Configurations d'écoulement [4], [5]

Lorsqu'un liquide s'écoule en convection forcée, au voisinage d'une paroi chauffée et que les conditions imposées permettent d'obtenir un changement de phase liquide/vapeur, on dit qu'il s'agit d'ébullition convective. La répartition des phases diffère notablement de par le degré de fractionnement des deux phases. Différentes grandeurs permettent de préciser les proportions de chaque phase ainsi que les caractéristiques de l'écoulement.

En écoulement diphasique, les deux phases en présence peuvent adopter différents régimes d'écoulement ou configurations d'écoulement. Les principaux paramètres physiques qui conditionnent ces configurations d'écoulement sont la tension superficielle et la gravité, qui pour un tube horizontal a tendance à créer une stratification des phases.

Nous nous intéressons ici au cas des tubes lisses verticaux et horizontaux. Les figures 1.3 et 1.4 montrent l'évolution des différentes configurations d'écoulement dans ces géométries. Ces régimes ne sont pas tous systématiquement observés.

1.4.2.1. Ebullition en convection forcée à l'intérieur d'un tube vertical :

Les différentes configurations, pour un écoulement liquide/vapeur ascendant dans un tube vertical chauffé uniformément, sont représentées sur la figure 1.3. On considère que le liquide pénètre à la base du tube à l'état de liquide sous-refroidi. Ces différentes configurations évoluent avec le titre de la vapeur, et dépendent de la densité du flux thermique imposé. En effet, l'augmentation de cette dernière conduit à la formation de vapeur de plus en plus près de l'entrée du tube.

CHAPITRE -1-

Les configurations observables sont les suivantes :

- écoulement à bulles
- écoulement à poches et bouchons :
- écoulement annulaire :
- écoulement vapeur avec gouttelettes (dispersé) :

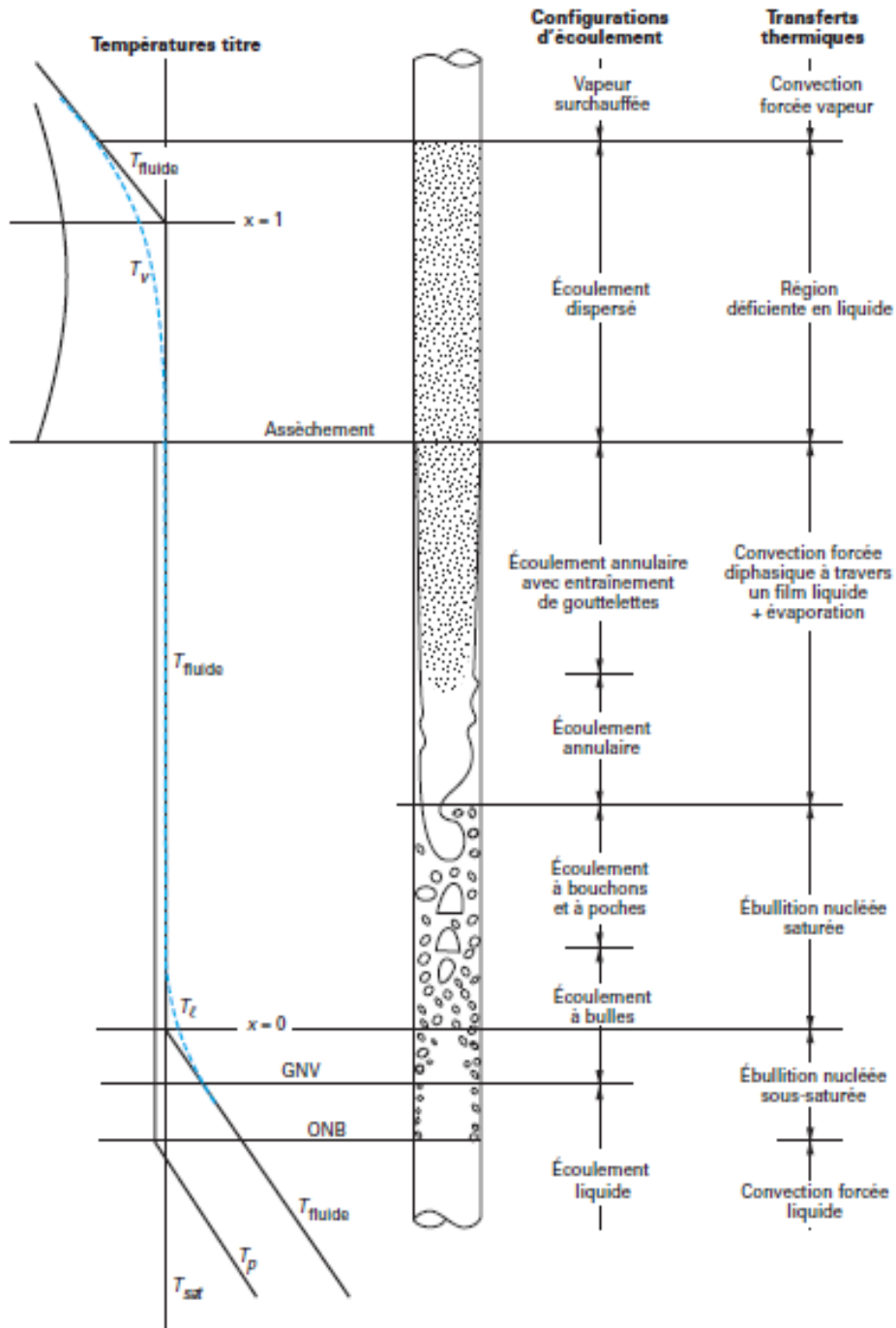


Figure 1.3 Configurations d'écoulement à l'intérieur d'un tube vertical. [4]

1.4.2.2-Ebullition en convection forcée à l'intérieur d'un tube horizontal : [4], [5]

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 1.4. 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

Dans un tube d'un évaporateur se succèdent un ensemble de régimes distincts d'écoulement diphasique comme le représente la figure 1.4. Cette évolution des régimes d'écoulement est associée à une évolution des mécanismes de transfert :

- Les régimes d'écoulement de type Bouchon, annulaire et dispersé sont associés à un mécanisme d'ébullition convective
- Dans les régimes d'écoulement de type à bulle et stratifié, on peut observer une prépondérance de l'ébullition nucléée.



Figure 1.4 : Configurations d'écoulement à l'intérieur d'un tube horizontal. [4]

CHAPITRE 2

CALCUL THERMIQUE ET HYDRAULIQUE D'UN ÉVAPORATEUR

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

Dans ce chapitre, nous allons présenter les différentes méthodes de dimensionnement d'un échangeur de chaleur et nous donnerons les principaux modèles utilisés pour le calcul des coefficients de transfert de chaleur et ceux utilisés pour le calcul des pertes de charges des deux côtés (Air et fluide frigorigène).

2.1- Dimensionnement d'évaporateur.

L'évaporateur est le composant de l'installation qui permet de transmettre le froid (ou plutôt d'absorber la chaleur) au circuit à refroidir. L'évaporateur est, en général, à eau ou à air.

Dans un évaporateur, tout le liquide admis est vaporisé et le fluide frigorigène sort de l'évaporateur à une température légèrement supérieure à sa température de vaporisation (donc surchauffé).

La figure 2.1 illustre les variations de température du fluide frigorigène et de l'air le long de la surface d'échange balayée [2]. Il existe deux zones dans l'évaporateur :

- Zone a : zone d'évaporation du fluide à la pression (P_0) et la température (T_0).
- Zone b : zone de surchauffe du fluide à la pression (P_0) et la température de surchauffe (T_{sch}).

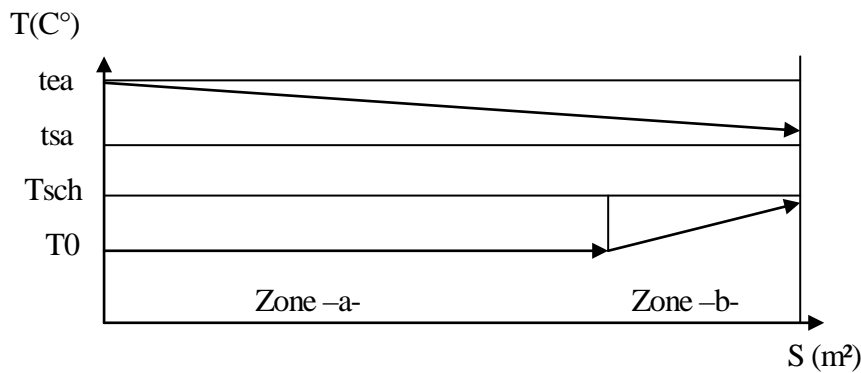


Figure 2.1. : Evolution des températures du fluide frigorigène et de l'air dans l'évaporateur

2.2- Méthode de calcul.

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

a. calcul thermique :

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

b. calcul hydraulique :

- calcul des pertes de charge des deux cotés « fluide frigorigène et Air ».

CHAPITRE -2

Ces calculs sont basés sur certaines données :

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

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

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

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

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

Les deux méthodes permettent d'aboutir aux mêmes résultats, cependant la seconde connaît une plus grande utilisation dans la pratique.

La méthode NUT- ε est utilisée lors de la détermination de la puissance thermique échangée et des températures de sortie des fluides à partir des températures d'entrée et de la surface d'échange. Cette démarche correspond à la simulation du fonctionnement, après sélection, d'un échangeur existant.

2.2.1- Calcul thermique :

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

a. Introduction :

Il est simple et commode d'utiliser la méthode (DTLM) lorsque les températures d'entrée des fluides sont connues et que leurs températures de sortie sont imposées ou facilement accessible à partir des bilans d'énergie [8], [9], [10], [11]. Dans ce cas, nous avons :

$$\phi = \dot{m}_c C p_c (T_{ce} - T_{cs}) \quad (2-1)$$

$$\phi = -\dot{m}_f C_{p_f} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (2-2)$$

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

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

$\dot{m}_c C_{p_c}$: Débit calorifique du fluide chaud.

$\dot{m}_f C_{p_f}$: Débit calorifique du fluide froid.

Cependant, lorsque seules les températures d'entées des fluides sont connues et que l'emploi de la méthode ΔTLM exige de procéder à un calcul par itération, qui peut dans certains cas se relever fastidieux, il est préférable d'utiliser une approche proposée par **CHILTON** et **COLBURN (1935)** et développée par **KAYS et LONDON (1951)** et désignée sous le nom de "METHODE DU NOMBRE D'UNITE DE TRANSFERT " abrégée en « NUT » [11].

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

On appelle nombre d'unité de transfert noté NUT, le rapport adimensionnel $\frac{US}{c_{\min}}$.

La méthode NUT est typiquement utilisée pour l'analyse des échanges de chaleur. Et elle repose sur la définition de flux de chaleur maximum et de l'efficacité d'échangeur

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

L'expression du flux de chaleur transféré, dans un échangeur de chaleur, peut être déterminée en écrivant le flux de chaleur perdu par le fluide chaud et le flux de chaleur gagné par le fluide froid pendant leur traversée de l'échangeur [9], [10], [11]. Nous avons :

$$\phi = \dot{m}_c C_{p_c} (T_{ce} - T_{cs})$$

$$\phi = -\dot{m}_f C_{p_f} (T_{fs} - T_{fe})$$

On distingue deux cas différents :

$$* \dot{m}_c C_{p_c} < \dot{m}_f C_{p_f}$$

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

Et le flux de chaleur maximum est donné par :

$$\phi_{\max} = \dot{m}_c C p_c (T_{ec} - T_{ef}) \quad (2-3)$$

* $\dot{m}_f C p_f < \dot{m}_c C p_c$

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

$$\phi_{\max} = \dot{m}_f C p_f (T_{ec} - T_{ef}) \quad (2.4)$$

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

$$\phi_{\max} = (\dot{m}Cp)_{\min} (T_{ec} - T_{ef}) \quad (2.5)$$

- L'efficacité de l'échangeur ε :

L'efficacité d'échange de chaleur est définie comme le rapport entre l'échange de chaleur effectif et l'échange maximum [9], [11], [12], [13]

$$\varepsilon = \frac{\phi_{réel}}{\phi_{\max}} \quad (2.6)$$

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

Selon le cas $\dot{m}_f C p_f < \dot{m}_c C p_c$ ou $\dot{m}_f C p_f > \dot{m}_c C p_c$, cette efficacité prendra différentes formes [9], [11] :

	$(\dot{m}Cp)_{\min} = \dot{m}_c C p_c$	$(\dot{m}Cp)_{\min} = \dot{m}_f C p_f$
ε	$\frac{(T_{ec} - T_{sc})}{(T_{ec} - T_{ef})}$	$\frac{(T_{sf} - T_{ef})}{(T_{ec} - T_{ef})}$

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

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

L'intérêt de ces expressions réside dans le fait que si ; $\varepsilon, T_{ec}, T_{ef}$ sont connues l'échange thermique réel peut être calculé sans difficulté à partir de l'expression [9], [11] :

$$\phi = \varepsilon (\dot{m}Cp)_{\min} (T_{ec} - T_{ef}) \quad (2.7)$$

Sachant que :

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad \text{Avec,} \quad C_{\min} = (\dot{m}Cp)_{\min}; C_{\max} = (\dot{m}Cp)_{\max}$$

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

Pour pouvoir utiliser cette relation, il est indispensable de connaître

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

2.2.1.2- Calcul des coefficients d'échanges chaleur :

2.2.1.2.1- Coefficient d'échange de chaleur global U :

Le coefficient d'échange global représente la "force " avec laquelle la puissance est transmise de la paroi au fluide ; ce coefficient peut être petit ce que signifie que la chaleur est transmise d'une façon non performante, et la température de la paroi doit être augmenté pour compensée cette faiblesse. De même, ce coefficient peut prendre des valeurs importantes ce qui conduit à

CHAPITRE -2

un transfert très efficace. Ce coefficient est directement affecté par les propriétés physiques des phases du fluide (des paramètres opératoires) tel que : le titre de vapeur et la vitesse massique

Le flux de chaleur peut s'écrire comme suit [14], [15] :

$$q = U S_T (t_{ch} - t_f) \quad (2-8)$$

Avec :

$$U = \frac{1}{\left[\frac{1}{h_{int}} \left(\frac{S_T}{S_{int}} \right) \right] + \left[\frac{1}{h_{app} \cdot \eta_g} \right] + R} \quad (2-9)$$

q : Le flux de chaleur échangé (W)

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

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

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

S_{int} : Surface intérieure (m^2)

η_g : Rendement global de la surface d'ailette (%)

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

$$R = \sum (R_i) = \frac{e_{cuivre}}{\lambda_{cuivre}} + \frac{e_{givre}}{\lambda_{givre}} + R_{ailette-tube} \quad (2-10)$$

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

λ_{cu} ; λ_g : Les conductivités thermiques de cuivre et de givre respectivement ($Wm^{-1}K^{-1}$)

h_{app} : Le coefficient apparent de transfert thermique côté air en tenant compte de la présence

des ailettes $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$. Il est donné par [14], [15] :

$$h_{app} = h_{ext} \left[\phi_g + \eta_a \phi_L \right] \quad (\text{Cas sans dépôt de givre}) \quad (2-11)$$

$$h_{app} = \frac{1}{\frac{1}{\xi h_{ext}} + \frac{\delta g}{\lambda_g}} [\phi_g + \eta_a \phi_L] \quad (\text{avec dépôt de givre}) \quad (2-12)$$

$\phi_g; \phi_L$: Rapports des surfaces nettes rapportées à la surface totale et des surfaces des ailettes rapportées à la surface totale.

η_a : Rendement d'ailette (%)

$$\zeta = (h_{ea} - h_{sa}) [Cp_{air} (T_{ea} - T_{sa})]^{-1} \quad (2-13)$$

$h_{ae}; h_{as}$: L'enthalpie d'entrée et de sortie de l'air dans l'évaporateur (kJ/kg)

$T_{ae}; T_{as}$: Températures d'entrée et de sortie de l'air (°C)

Cp_{air} : La capacité thermique de l'air (kJ kg⁻¹ K⁻¹)

- Calcul de l'efficacité de l'ailette : Pour une ailette droite avec une section transversale constante, l'efficacité est donnée par la relation suivante [8], [12], [14], [15] :

$$\eta_a = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (2-14)$$

η_a : Rendement d'ailette (%)

Avec :

$$L = \frac{\varphi de}{2}$$

$$\varphi = (C-1) (1 + 0,35 \ln C)$$

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

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

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

a : Le pas transversal (mm)

b : Le pas longitudinal (mm)

CHAPITRE -2

c : L'espace entre ailettes (mm)

d_e : Le diamètre extérieur du tube (mm)

e_a : L'épaisseur d'ailette (mm)

λ_a : La conductivité thermique d'ailette ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)

2.2.1.2.2 – Calcul du coefficient d'échange de chaleur coté fluide frigorigène.

Dans un tube lisse, lors de l'évaporation d'un fluide à l'intérieur d'un tube, les échanges de chaleur sont gouvernés par deux mécanismes principaux : [6]

- l'ébullition nucléée caractérisée par la formation des bulles de vapeur
- la convection forcée en double phase, la principale résistance thermique se situant dans le film liquide tapissant la paroi du tube (écoulement annulaire).

Les paramètres qui influent sur les mécanismes d'échange sont :

- Le titre de vapeur.
- La densité de flux thermique.
- La vitesse massique.
- Le diamètre de tube.
- Les propriétés thermodynamiques et thermocinétiques.

L'évaluation du coefficient de transfert côté fluide frigorigène nécessite l'utilisation de corrélations qui intègrent les nombreux paramètres influents. En effet, pour tenir compte de la succession des mécanismes distincts de transferts de chaleur, le coefficient d'échange est souvent exprimé sous une forme où apparaît la contribution de deux termes associés respectivement à l'ébullition nucléée et à l'ébullition convective.

Il existe quatre groupes de modèle qui sont [4], [5] :

- A- Modèle de superposition
- B -Modèle asymptotique
- C- Modèle d'intensification
- D -Modèle basé sur la configuration d'écoulement

A- Modèle de superposition :

A .1- Corrélation de GUNGER et WINTERTON (1986) [4], [5], [16], [17] :

$$h_{int} = Sh_{en} + Fh_l \quad (2-15)$$

h_{int} : Le coefficient d'échange intérieur

h_l : Le coefficient d'échange de la phase liquide. Il est calculé à partir de la corrélation de

DITTUS et BOELTER (1930). Cette dernière est donnée par :

$$h_l = 0,023 \frac{\lambda_l}{d_i} \left(\frac{\dot{m}(1-x)d_i}{\mu_l} \right)^{0,8} Pr_l^{0,4} \quad (2-16)$$

$Pr_l = \frac{\mu_l C_{p_l}}{\lambda_l}$ Nombre de Prandtl de la phase liquide

d_i : Diamètre intérieur (mm)

x : Le titre vapeur (%)

μ_l : Viscosité de la phase liquide (kg/ms)

λ_l Conductivité thermique de la phase liquide ($W m^{-1} K^{-1}$)

C_{p_l} Capacité thermique de la phase liquide ($J kg^{-1} K^{-1}$)

h_{en} : Le coefficient d'échange en ébullition nucléée. Il est calculé à partir de la corrélation de

COOPER (1985)

$$h_{en} = 55 pr^{0,12} (-0,4343 \ln pr)^{-0,55} M^{-0,5} \dot{q}^{0,67} \quad (2-17)$$

$$pr = \frac{P_{sat}}{P_{crit}}$$

P_{crit} : La pression critique (Pa)

P_{sat} : Pression de saturation (Pa)

M : La masse molaire (g/mol)

\dot{q} : La densité du flux appliqué (W/m^2)

Les deux facteurs d'amélioration F et de suppression S sont donnés par :

$$F = 1 + 24000 Bo^{1,16} + 1,37 \left(\frac{1}{\chi_{tt}} \right)^{0,86}$$

$$S = \left(1 + 115 \times 10^{-8} Re_l^{1,17} \right)^{-1}$$

(2-18)

Avec

$$Re_l = \frac{\dot{m}(1-x)d_i}{\mu_l} \quad \text{Nombre de Reynolds de la phase liquide}$$

$$Bo = \frac{\dot{q}}{h_v \dot{m}} \quad \text{Nombre d'Ébullition}$$

$$\chi_{it} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right) \quad \text{Paramètre de Martinelli}$$

d_i : Diamètre intérieur (mm)

λ_v : Conductivité thermique de la phase vapeur ($W m^{-1} K^{-1}$)

Cp_l : Capacité thermique de la phase liquide ($J kg^{-1} K^{-1}$)

Cp_v : Capacité thermique de la phase vapeur ($J kg^{-1} K^{-1}$)

ρ_l : La masse volumique de phase liquide (kg/m^3)

ρ_v : La masse volumique de phase vapeur (kg/m^3)

μ_l : Viscosité de la phase liquide (kg/ms)

μ_v : Viscosité de la phase vapeur (kg/ms)

\dot{q} : Le flux de chaleur appliqué (W/m^2)

h_{lv} : La chaleur latente du fluide (w)

x : Le titre de vapeur (%)

A.2- Nouvelle corrélation de GUNGER et WINTERTON (1987), (pour un tube horizontal)

[4], [5], [16], [17] :

Pour améliorer leur corrélation, les auteurs ont multiplié les deux facteurs F et S par deux autres facteurs F_2 et S_2 de telle sorte que :

$$h_{int} = S_2 h_{en} + F_2 h_l \quad (2-19)$$

CHAPITRE -2

Avec :

h_{int} : Le coefficient d'échange intérieur

h_l : Le coefficient d'échange de la phase liquide qui est calculé à partir de la corrélation (2-16)

h_{en} : Le coefficient d'échange en ébullition nucléée qui est calculé à partir de corrélation (2-17)

$$\begin{aligned} F_2 &= F_1 * F \\ S_2 &= S_1 * S \end{aligned} \quad (2-20)$$

$$\begin{aligned} F &= 1 + 24000Bo^{1,16} + 1,37 \left(\frac{1}{\chi_{tt}} \right)^{0,86} \\ S &= \left(1 + 115 \times 10^{-8} Re_l^{1,17} \right)^{-1} \end{aligned} \quad (2-21)$$

$$F_1 = Fr_l^{(0,1-2Fr_l)}$$

Pour $Fr_l < 0,05$

$$S_1 = (Fr_l)^{0,5}$$

$$Fr_l = \frac{\dot{m}^2}{gd_i \rho_l^2} \quad \text{Nombre de Froude de la phase liquide}$$

ρ_l : La masse volumique de la phase liquide (kg/m³)

d_i : Diamètre intérieur (mm)

g : Accélération de la pesanteur (9.81 m/s²)

F_1, S_1 : Nouveaux facteurs de corrections et de suppression respectivement

A .3 - Corrélation de Young et Al (1989) [4], [5], [16], [17] :

Elle est donnée par

$$h_{int} = Sh_{en} + Fh_l \quad (2-22)$$

h_l Coefficient d'échange de la phase liquide, calculé à partir de la corrélation (2.16).

h_{en} Coefficient d'échange de l'ébullition nucléée, calculé à partir de la corrélation de STEPHEN et al (1980) :

$$h_{en} = 207 \frac{\lambda_l}{b_d} \left(\frac{\dot{q} b_d}{\lambda_l T_{sat}} \right)^{0,745} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,581} Pr_l^{0,533} \quad (2-23)$$

CHAPITRE -2

Avec :

$$b_d = 0,0146\delta \left(\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right)^{0,5} \quad . (2-24)$$

$$b_d = 0,0146\delta \left(\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right)^{0,5} : \text{Diamètre de détachement}$$

T_{sat} : Température de saturation (°C)

δ : L'épaisseur du film (mm)

σ : Tension superficielle (Nm⁻¹)

Le facteur de suppression de l'ébullition nucléée S est donné par

$$S = \begin{cases} 4048\chi_{tt}^{-0,28} Bo^{1,13} & \text{pour } \chi_{tt} \leq 1 \end{cases}$$

$$S = 2 - 0,1\chi_{tt}^{-0,28} Bo^{-0,33} & \text{pour } 1 < \chi_{tt} \leq 5 \quad (2-25)$$

Et, le facteur de correction F est donné par : $F = 2,37 \left(0,29 + \frac{1}{\chi_{tt}} \right)^{0,85}$ (2-26)

$$\chi_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right) \quad \text{Paramètre de Martinelli}$$

$$Bo = \frac{\dot{q}}{h_v \dot{m}} \quad \text{Nombre d'Ébullition}$$

B - Modèle d'intensification - Corrélation de SHAH (1982) [4], [5], [16], [17] :

Le modèle d'intensification considère que le coefficient de transfert en ébullition convective est une augmentation du coefficient de transfert en convection forcée en phase liquide.

L'expression générale de ce type de relation est :

$$h_{int} = Eh_l \quad (2-27)$$

h_l : est le coefficient de transfert de chaleur convectif de la phase liquide. Il est calculé à partir de la corrélation (2-16).

CHAPITRE -2

Le facteur E est donné en fonction du nombre d'ébullition Bo , du nombre convectif Co et le nombre de Froude Fr_l .

$$Bo = \frac{\dot{q}}{h_v \dot{m}} \quad \text{Nombre d'ébullition}$$

$$Fr_l = \frac{\dot{m}^2}{gd_i \rho_l^2} \quad \text{Nombre de Froude de la phase liquide}$$

$$Co = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \quad \text{Nombre Convectif}$$

Le coefficient d'augmentation E représente le maximum des deux coefficients d'ébullition et convectif $E = \max(E_{en}; E_{cv})$ [4].

Le coefficient d'échange convectif E_{cv} est donné par [4] :

$$E_{cv} = 1.8C_0^{-0.8} \quad (2-28)$$

Et, le coefficient d'ébullition E_{en} est donné en fonction du nombre convectif C_0 :

$$E_{en} = f(C_0) \quad (2-29)$$

$$\text{- Pour } C_0 > 1 \rightarrow C_0 \geq 0.310^{-4} \Rightarrow E_{en} = 230B_0^{0.5}$$

$$\rightarrow C_0 < 0.310^{-4} \Rightarrow E_{en} = 1 + 46B_0^{0.5}$$

$$\text{- Si } 0.1 < C_0 < 1 \rightarrow E_{en} = mB_0^{0.5} \exp(2.74C_0 - 0.1)$$

$$\text{- Pour } C_0 \leq 0.1 \rightarrow E_{en} = mB_0^{0.5} \exp(2.74C_0 - 0.15)$$

Avec:

$$B_0 \geq 11.10^{-4}, \quad m = 14.7$$

$$B_0 < 11.10^{-4}, \quad m = 15.43$$

m : Le débit massique (kg/s)

C- Modèle Asymptotique -Corrélation de BIRENT et YOKOZAKI (1994) [18] :

CHAPITRE -2

Dans ces modèles, le coefficient d'échange est exprimé comme une harmonique de degré n des coefficients d'échange caractérisant l'ébullition nucléée et l'ébullition convective :

$$h_{d\text{int}} = (A^{2,5} + B^{2,5})^{1/2,5} \quad (2-30)$$

Le coefficient A est le coefficient d'échange en ébullition nucléée, calculé à partir de la corrélation (2.16).

Le coefficient B est donné par la formule suivante :

$$\begin{aligned} B &= 2,838Fr^{0,2} \left(0,29 + \frac{1}{\chi_{tt}} \right)^{0,85} : Fr \leq 0,25 \\ B &= 2,15h_l \left(0,29 + \frac{1}{\chi_{tt}} \right)^{0,85} : Fr \geq 0,25 \end{aligned} \quad (2-31)$$

Le coefficient d'échange h_l de la phase liquide est toujours calculé à partir de la relation (2-16).

Avec :

$$\chi_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right) \quad \text{Paramètre de Martinelli}$$

$$Fr = \frac{\dot{m}^2}{gd_i \rho_l^2} \quad \text{Nombre de Froude}$$

D -Modèle basé sur la configuration d'écoulement et la corrélation de KATTAN et AL (1998) :

La détermination du coefficient de transfert de chaleur passe par l'étude des configurations des écoulements. Généralement, l'ensemble de ces configurations n'est pas observé et on se limite à quatre types principaux : écoulements stratifié, stratifié à vagues, annulaire et dispersé.

Les différents régimes peuvent être déterminés de manière graphique sur des cartes d'écoulement.

Cartes d'écoulements

Une carte d'écoulement, comme son nom l'indique, est une représentation graphique bidimensionnelle des domaines d'existence des différents régimes. Les systèmes de

CHAPITRE -2

coordonnées qui la définissent sont choisis parmi les variables de l'écoulement diphasique. Ces derniers sont différents selon les auteurs, et il n'existe pas de consensus sur le meilleur système.

Les paramètres qui sont souvent employés sont ceux utilisés par l'expérimentateur pour contrôler l'écoulement, à savoir les vitesses superficielles du liquide et du gaz, etc. Les frontières entre les différents régimes n'ont jamais été bien définies et les zones de transition sont relativement étendues, d'où le caractère subjectif de ces cartes d'écoulement

- Parmi ces cartes nous avons la carte d'écoulement suivante (Thome – El Hajal 2002) pour le fluide frigorigène R22, permet d'évaluer les différents régimes d'écoulements en fonction de titre de vapeur.

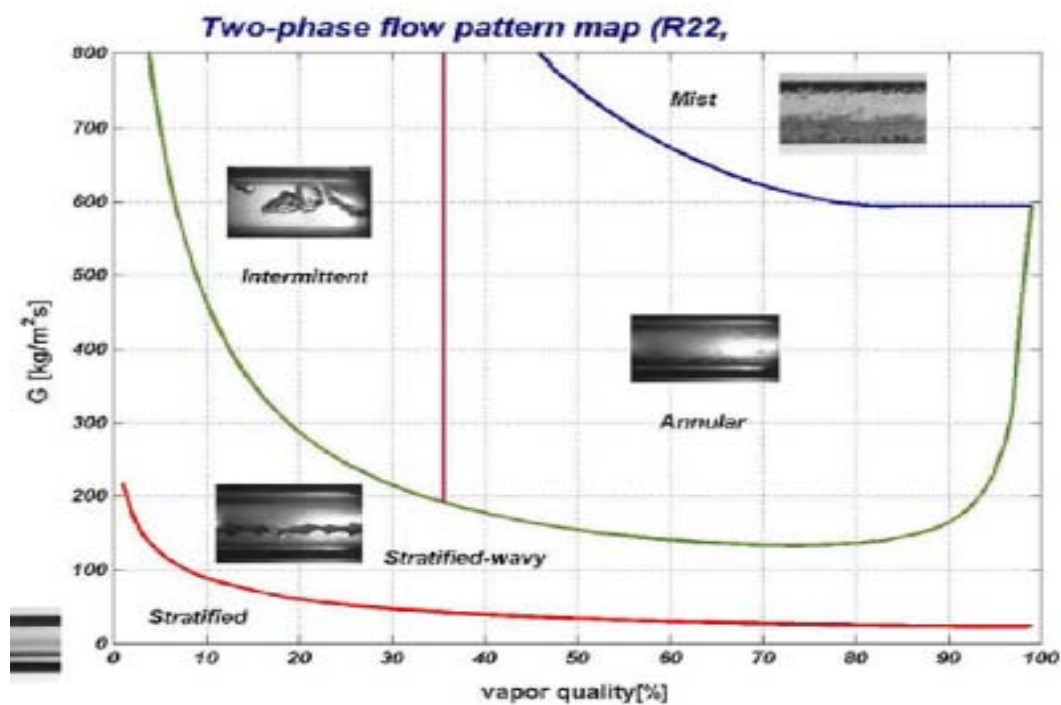


Figure 2.2 : Carte d'écoulement pour le R22 (Thome –El Hajal 2002) [23].

Le coefficient d'échange convectif intérieur peut être calculé à partir de la corrélation de KATTAN et al (1998) [16], [17], [19].

Cette corrélation donne de façon évidente la contribution des trois phases du fluide : la phase liquide, le mélange liquide/vapeur et la phase de vapeur et ceci est une différence importante

CHAPITRE -2

avec les autres modèles qui donne seulement la contribution des deux premières phases. Nous avons

$$h_{int} = \frac{\theta_{as} h_{vap} + (2\pi - \theta_{as}) h_{mo}}{2\pi} \quad (2-32)$$

h_{vap} : est le coefficient d'échange de la phase vapeur. Il est donné par la formule de DITTUS et

BOELTER :

$$h_{vap} = 0,023 \left(\frac{\dot{m} x d_i}{\varepsilon \mu_v} \right)^{0,8} \left(\frac{Cp_v \mu_v}{\lambda_v} \right)^{0,4} \frac{\lambda_v}{d_i} \quad (2-33)$$

d_i : Diamètre intérieur (mm).

μ_v : Viscosité de la phase vapeur (kg/ms).

x : Le titre de vapeur (%).

λ_v : Conductivité thermique de la phase vapeur ($W m^{-1} K^{-1}$).

Cp_v : Capacité thermique de la phase vapeur ($J kg^{-1} K^{-1}$).

\dot{m} : Vitesse massique (Kg/m^2s).

ε : Taux de vide.

h_{mo} Est le coefficient d'échange de la partie mouillée de la paroi. Il est donné par [16], [17] :

$$h_{mo} = (h_{en}^3 + h_l^3)^{1/3} \quad (2-34)$$

Avec

h_{en} : Le coefficient d'échange en ébullition nucléée. Il est donné par la formule (2.17).

h_l : Le coefficient d'échange de la phase liquide, donné par la formule **DITTUS et**

BOELTER [19] :

$$h_l = 0,0133 \left(\frac{4\dot{m}(1-x)\delta}{(1-\varepsilon)\mu_l} \right)^{0,69} \left(\frac{Cp_l \mu_l}{\lambda_l} \right)^{0,4} \frac{\lambda_l}{\delta} \quad (2-35)$$

δ : L'épaisseur de film (mm)

μ_l : Viscosité de la phase liquide (kg/ms)

CHAPITRE -2

Cp_l : Capacité thermique de la phase liquide ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)

λ_l Conductivité thermique de la phase liquide ($W\ m^{-1}\ K^{-1}$)

\dot{m} : Vitesse massique (kg/m^2s)

ε : Le taux de vide. Il est calculé par la relation suivante [4], [19], [23] :

$$\varepsilon = \frac{x}{\rho_v} \left[(1 + 0,12(1-x)) \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right) + \frac{1,18(1-x)(g\sigma(\rho_l - \rho_v))^{0,25}}{\dot{m}\rho_l^{0,5}} \right]^{-1} \quad (2-36)$$

g : Accélération de la pesanteur ($9.81\ m/s^2$)

L'épaisseur de film liquide δ est donnée par [16] :

$$\delta = \frac{\pi d_i (1-x)}{2(2\pi - \theta_{as})} \quad (2-37)$$

θ_{as} : L'angle d'assèchement

- Calcul de l'angle d'assèchement θ_{as} .

L'angle d'assèchement θ_{as} est donné en fonction de : la vitesse massique \dot{m} , le titre de vapeur x et l'angle de stratification θ_{stra} pour chaque régime d'écoulement.

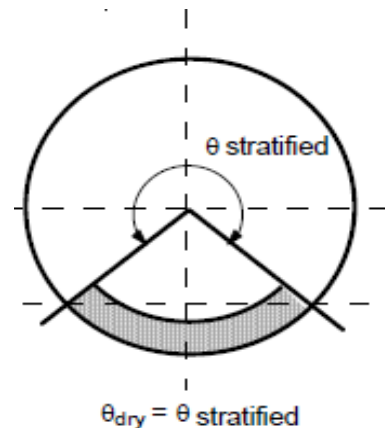
1. Ecoulement stratifié

Dans ce régime, l'angle d'assèchement θ_{as} est égal à l'angle de stratification θ_{stra}

θ_{strat} : L'angle de stratification :

$$\theta_{as} = \theta_{strat} = 2[\pi - \cos^{-1}(2\varepsilon - 1)] \quad (2-38)$$

ε : est le taux de vide donné par (2-36).



2. Écoulement stratifié à vagues :

L'angle θ_{as} varie de l'angle de stratification θ_{strat} jusqu'à 0. Pour un écoulement annulaire, il est donné par l'expression :

$$\theta_{as} = \theta_{strat} \frac{(\dot{m}_{max} - \dot{m})}{(\dot{m}_{max} - \dot{m}_{min})} \quad (2-39)$$

\dot{m}_{max} : est la vitesse massique qui correspond à la transition du régime stratifié à vague au régime annulaire ou intermittent.

\dot{m}_{min} : est la vitesse massique qui correspond à la transition du régime stratifié au régime stratifié à vague.

Les valeurs de la vitesse maximale et minimale \dot{m}_{max} et \dot{m}_{min} sont fonction du titre de vapeur x ($x < x_{max}$)

La vitesse maximale est donnée par [19], [20], [23] :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{max} &= \left(\frac{16 \bar{A}_v^{-3} g d_i \rho_l \rho_v}{\pi^2 x^2 (1 - (2h_{fl} - 1)^2)^{0,5}} \left(1 + \frac{\pi^2}{25 h_{fl}^2} (1-x)^{G1} \left(\frac{Fr}{We}_l \right)^{G2} \right) \right)^{0,5} + 50 \\ G1 &= 64,6 \left(\frac{\dot{q}}{\dot{q}_{crit}} \right)^2 + 64,8 \left(\frac{\dot{q}}{\dot{q}_{crit}} \right) \\ G2 &= 18,8 \left(\frac{\dot{q}}{\dot{q}_{crit}} \right) + 1,023 \\ \dot{q}_{crit} &= 0,131 \rho_v^{0,5} \Delta h [g(\rho_l - \rho_v) \sigma]^{0,25} \end{aligned} \quad (2-40)$$

$G1; G2$: sont des nombres adimensionnels

σ : Tension superficielle donnée en fonction de la température de saturation et de la température critique par la relation suivante :

$$\sigma = \sigma_0 \left(1 - \frac{T_{sat}}{T_c} \right)^{11/9} \quad (2-41)$$

CHAPITRE -2

avec $\sigma_0 = 61.23 \cdot 10^{-3}$ (N/m)

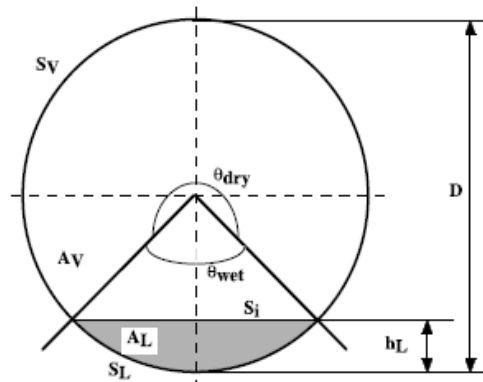
La vitesse minimale est donnée par [19], [20], [23] :

$$\dot{m}_{\min} = \left(\frac{51212 \overline{A_l} \overline{A_v}^2 \rho_v (\rho_l - \rho_v) \mu_l g}{\pi^3 x^2 (1-x)} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2-42)$$

- σ : Tension superficielle (N m⁻¹)
- h_{fl} : Hauteur du film liquide (mm)
- g : Accélération de la pesanteur (9.81 m/s²)
- \dot{q}_{crit} : La densité du flux de chaleur critique (W/m²)
- \dot{q} : Le flux de chaleur appliqué (W/m²)
- Δh : La chaleur latente de fluide (J kg⁻¹)
- d_i : Diamètre intérieur (mm).
- ρ_l : La masse volumique de phase liquide (kg/m³)
- ρ_v : La masse volumique de phase vapeur (kg/m³)
- μ_l : Viscosité de la phase liquide (kg/ms)
- T_{sat} : La température de saturation du fluide frigorigène (°C)
- T_c : La température critique de fluide frigorigène (°C)

La hauteur du film liquide h_{fl} est donnée par [20]

$$\begin{aligned} h_{fl} &= \frac{d_i}{2} \left(1 - \cos \frac{\theta_{mo}}{2} \right) \\ \theta_{mo} &= 2\pi - \theta_{as} \\ A_l &= A(1 - \varepsilon) \\ A_v &= A - A_l \\ \overline{A_v} &= \frac{A_v}{d_i^2}; \overline{A_l} = \frac{A_l}{d_i^2} \\ \frac{Fr}{We} &= \frac{\sigma}{gd_i^2 \rho_l} \end{aligned} \quad (2-43)$$



θ_{mo} : L'angle occupé par la phase liquide (partie de la paroi mouillée)

A : La surface interne totale du tube (m^2)

A_l, A_v : Les surfaces internes du tube occupées par le fluide et la vapeur respectivement (m^2)

Fr : Nombre de Froude

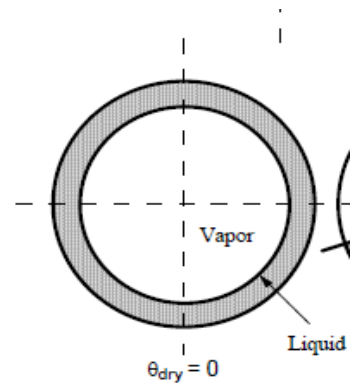
We : Nombre de Weber

$\overline{A_v}; \overline{A_l}$: Les rapports de surfaces adimensionnelles.

3. Ecoulement annulaire ou intermittent :

Dans ce régime, l'angle d'assèchement θ_{as} est nul.

$$\theta_{as} = 0 \quad (2-44)$$



4. Ecoulement avec assèchement partiel (dispersé)

A $x > x_{max}$, nous avons :

$$\theta_{as} = \theta_{max} + (2\pi - \theta_{strat}) \frac{(x - x_{max})}{(1 - x_{max})} \quad (2-45)$$

x_{max} : correspond à l'état de transition du régime annulaire au régime dispersé.

θ_{max} : L'angle d'assèchement maximal. Il est donné en fonction du titre de vapeur $x_{max} < x = 1$

$$\theta_{max} = 2\pi(x = 1)$$

Ou bien

$$\theta_{max} = f(x = x_{max})$$

$$\theta_{max} = \theta_{strat} \frac{(\dot{m}_{max(x_{max})} - 200)}{(\dot{m}_{max(x_{max})} - \dot{m}_{min})} \quad (2-46)$$

θ_{strat} : L'angle de stratification.

$\dot{m}_{max(x_{max})}$: La vitesse maximale du fluide correspond au titre de vapeur maximum [20], [23]

$$\dot{m}_{\max(x \max)} = \left(\frac{7600 \overline{A_v^2} g d_i \rho_l \rho_v \left(\frac{Fr}{We} \right)_l}{x^2 \pi^2 f} \right)^{0,5} \quad (2-47)$$

f : Le coefficient de perte de charge calculé par :

$$f = \left(1,138 + 2 \ln \left(\frac{\pi}{1,5 A_l} \right) \right)^{-2} \quad (2-48)$$

2.2.1.2.3- Calcul du coefficient de transfert de chaleur externe côté air h_{ext} [14], [15] :

Il est calculé d'après la relation :

$$h_{ext} = \frac{Nu \lambda_{air}}{d_{eq}} \quad (2-49)$$

- Calcul du nombre de Nusselt Nu :

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

$$Nu = 0,23 R_e^{0,625} \left(\frac{S_T}{S_0} \right)^{-0,375} Pr_e^{0,33} \quad (2-50)$$

Avec $S_T = S_{al} + S_{nette} \quad [m^2 / m] \quad (2-51)$

$$S_{al} = 2n_0 \left(a b - \pi \frac{d_e^2}{4} \right) \quad (m^2 / m) \quad \text{Avec : } n_0 = \frac{1}{e_{al} + c}$$

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

S_{nette} : Surface intérieure (m^2)

S_{al} : Surface d'ailette par mètre de longueur du tube (m^2/m)

a : Le pas transversal (mm)

b Le pas longitudinal (mm)

n_0 : Le nombre d'ailettes par mètre de longueur du tube.

c : L'espacement entre ailettes (mm).

CHAPITRE -2

e_{al} : L'épaisseur d'ailette (mm).

Et
$$S_{nette} = \pi \cdot d_e (1 - n_0 \cdot e_{al})$$

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

Enfin
$$S_o = \pi d_e \text{ [m}^2\text{/m]}$$

S_o : Surface extérieure lisse des tubes par mètre de longueur (m²/m)

On définit également les quantités
$$\Phi_g = \frac{S_{nete}}{S_T} \quad , \quad \Phi_L = \frac{S_{ail}}{S_T}$$

Où Φ_g, Φ_L : Rapports de la surface nette et de celle des ailettes rapportées à la surface totale.

- Calcul du nombre de Reynolds externe :

$$Re_{ext} = \frac{V_{etr} \cdot d_e \rho_{air}}{\mu_{air}} \quad (2-52)$$

$$V_{etr} = \frac{G_{va}}{S_{etr}}$$

G_{va} : Le débit volumétrique de l'air [m³/s]

ρ_{air} : La masse volumique de l'air (kg/m³).

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

S_{etr} : La surface étroite entre les tubes et les ailettes [m²]. Elle est calculée à partir de :

$$S_{etr} = S_{fr} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_e}{a} \right) + \left(\frac{e_a}{e_a + c} \right) \left(1 - \frac{d_e}{a} \right) \right] \quad (2-53)$$

S_{fr} : la surface frontale (m²). Elle est donnée par :
$$S_{fr} = \frac{G_{va}}{v_{fr}}$$

CHAPITRE -2

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

- Calcul du nombre de Prandtl Pr :

$$Pr_e = \frac{c_{p\text{air}} \mu_{\text{air}}}{\lambda_{\text{air}}} \quad (2-54)$$

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

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

$c_{p\text{air}}$: La capacité thermique de l'air ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)

2.2.1.3. Calcul des températures de paroi et de sorties de l'air et du fluide [12] :

Elles sont données par :

a- Température de la paroi
$$T_p = \frac{h_{\text{FLUIDE}} \cdot T_{\text{sat}} + h_A \cdot T_{\text{ma}}}{h_{\text{FLUIDE}} + h_{\text{air}}} \quad (2-55)$$

b- Température de sortie de l'air
$$T_{sc} = T_{ec} - \varepsilon (T_{ec} - T_{ef}) \quad (2-56)$$

c- Température de sortie de fluide
$$T_{sf} = T_{ef} + \varepsilon (T_{ec} - T_{ef}) \quad (2-66)$$

2 2.2 – Calcul hydraulique

Nous allons donner, dans ce qui suit, les expressions des relations permettant le calcul des pertes de charges des deux côtés : fluide frigorigène et air.

2.2.2.1- Les pertes de charge côté fluide frigorigène.

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 ».

La chute de pression (pertes de charges), dans un tube droit pour un écoulement biphasé, est la somme de trois termes qui sont : les pertes statiques (ΔP_s), les pertes dues aux frottements sur

CHAPITRE -2

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. [4], [5], [22], [23].

La relation globale est :

$$\Delta P_{TOT} = \Delta P_f + \Delta P_s + \Delta P_m \quad (2-57)$$

2.2.2.1.1 - Les pertes dues à pression statique [4], [22], [23]

Elles sont calculées à partir de :

$$\Delta P_g = g(\varepsilon\rho_v + (1-\varepsilon)\rho_l)\sin\theta \quad (2-58)$$

Où

g : Accélération de la pesanteur (9.81 m/s²)

ρ_l : La masse volumique de phase liquide (kg/m³)

ρ_v : La masse volumique de phase vapeur (kg/m³)

ε : Taux de vide

La valeur de ΔP_g est généralement nul (pour un tube horizontal).

2.2.2.1.2- Les pertes dues à l'accélération [4], [22], [23] :

Elle est calculée d'après :

$$\Delta P_a = \dot{m}^2 \left[\frac{x^2}{\rho_v \varepsilon} + \frac{(1-x)^2}{\rho_l (1-\varepsilon)} \right] \quad (2-59)$$

ε : Le taux de vide. Il est calculé par la relation (2.36).

σ : Tension superficielle. Elle est calculée à partir de la relation (2.41).

2.2.2.1.3. Les pertes dues aux frottements.

On distingue deux modèles pour calculer les pertes de charge dues aux frottements et nous allons citer ici les corrélations les plus importantes.

a- Modèle homogène : Dans le modèle homogène, les deux phases sont considérées comme un seul fluide ayant une vitesse unique et dont les propriétés moyennes doivent être déterminées correctement. L'écoulement est traité par analogie avec un fluide monophasique. Le terme de chute de pression due aux frottements s'exprime comme suit [4] :

$$\begin{aligned}\Delta P_f &= 2f \frac{\dot{m}^2}{\rho_l d_i} \\ f &= \frac{0,079}{\text{Re}_l^{0,25}} \\ \text{Re}_l &= \frac{\dot{m}(1-x)d_i}{\mu_l}\end{aligned}\tag{2-60}$$

Δp_f : Le terme de chute de pression due aux frottements.

f : Le coefficient de perte de charge.

Re_l : Nombre de Reynolds de la phase liquide.

b- Modèle à phases séparées [4] : L'écoulement est considéré comme composé de deux phases s'écoulant séparément et avec des vitesses différentes. Et, nous allons citer ici les méthodes les plus connues pour calculer la chute de pression relative au frottement.

b.1- Friedel [4], [23] :

Pour cette méthode, nous avons :

$$\begin{aligned}\Delta P_f &= 2f_l \phi_l^2 \frac{\dot{m}^2}{\rho_l d_i} \\ \phi_l^2 &= \left(E + \frac{3,24FH}{Fr^{0,045}W^{0,035}} \right)^{0,5} \\ E &= (1-x)^2 + x^2 \left(\frac{\rho_l f_v}{\rho_v f_l} \right) \\ F &= x^{0,78} (1-x)^{0,24} \\ H &= \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,91} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,19} \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)\end{aligned}\tag{2-61}$$

Δp_f : Le terme de chute de pression due aux frottements

CHAPITRE -2

$f_l; f_v$: Les coefficients de pertes de charge due aux frottements des deux phases liquide et vapeur respectivement.

E, F, H : Paramètres de Friedel

ϕ_l^2 : Facteur diphasique de Friedel

b.2- Méthode de Muller –Steinhoger et Heck [23] :

Dans cette méthode, nous avons :

$$\begin{aligned}\Delta P_f &= F(1-x)^{\frac{1}{3}} + \Delta P_v x^2 \\ F &= \Delta P_l + 2(\Delta P_v - \Delta P_l)x \\ \Delta P_l &= 4f_l \left(\frac{L}{d_i} \right) \left(\frac{G^2}{2\rho_l} \right) \\ \Delta P_v &= 4f_v \left(\frac{L}{d_i} \right) \left(\frac{G^2}{2\rho_v} \right) \\ f_l &= \frac{0.079}{\text{Re}_l^{0.25}} \\ f_v &= \frac{0.079}{\text{Re}_v^{0.25}}\end{aligned}\tag{2-62}$$

Δp_f : Le terme de chute de pression due aux frottements

$\Delta P_l; \Delta P_v$: Les termes de chute de pression due aux frottements des deux phase : liquide et vapeur.

$f_l; f_v$: Les coefficients des pertes de charge du aux frottements des deux phases : liquide et vapeur.

$\text{Re}_l; \text{Re}_v$: Nombres de Reynolds des deux phases : liquide et vapeur.

x : Titre de vapeur (%)

F : La somme des pertes de charges.

2.2.2.1.4. Perte de charge due aux coudes [6] :

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

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

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

Dans le cas ou $\delta = 180^\circ$

$$\xi = 3$$

$$\text{Et } \Delta p_c = \frac{3}{2} \rho V^2$$

2.2.2.2. La perte de charge côté Air (pertes externes) [14]. [15] :

La perte de charge côté air est donnée par la formule de DARCY :

$$\Delta P_e = \frac{4f \cdot V_E^2 \cdot D_H}{2gL} \quad (2.64)$$

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 :

$$f = 13.5 \text{Re} h^{-0.3} \cdot P_{LH}^{-0.42} \quad (2.68)$$

Avec :

Re_h : le nombre de Reynolds calculé à partir du diamètre hydraulique.

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

Si $P_{LH} \geq 4$, nous avons :

$$f = (150 \text{Re} h^{-1} + 1.8 \text{Re} h^{-0.2}) \cdot P_{LH}^{0.35} \quad (2.69)$$

Valable pour $[400 < Re_h < 100.000]$

$$\text{Avec, } P_{LH} = \frac{b}{D_H} \quad \text{Et } P_{TH} = \frac{a}{D_H} \quad (2.70)$$

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

$$D_H = \frac{4c(\sqrt{a^2 + b^2}) - d_e}{2(c + \sqrt{a^2 + b^2}) - d_e} \quad (2.71)$$

2.3- Configuration d'écoulement étudiée :

La configuration de l'écoulement étudié où le fluide extérieur est l'air qui arrive avec une vitesse v_a sur la paroi des tubes qui sont arrangés en quiconque (voir figure 2.3). Et, à l'intérieur des tubes, le fluide frigorigène s'écoule avec vitesse v_f . Cette configuration permet d'obtenir un bon échange de chaleur avec un minimum de surface d'échange.

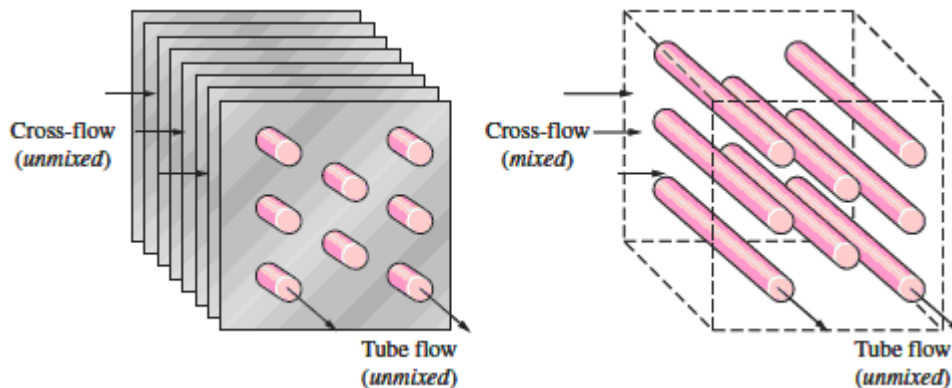


Figure 2.3 : La configuration d'écoulement étudiée.

CHAPITRE 3.

MODELISATION DE L'ÉVAPORATUR ET DISPOSITIF EXPERIMENTAL

Ce chapitre comporte deux parties.

Dans la première partie, on trouve les différentes étapes du calcul thermique et hydraulique. Nous donnerons toutes les corrélations utilisées pour le dimensionnement de l'évaporateur ainsi que les relations permettant de déterminer l'influence des paramètres extérieurs sur son comportement. Nous trouverons également dans cette partie l'organigramme de calcul.

La deuxième partie, de ce chapitre, concerne le dispositif expérimental et les mesures de températures et de vitesses effectuées sur l'évaporateur sélectionné pour notre travail. Notons que l'évaporateur utilisé, dans ce travail, est un évaporateur à ailettes équipant les climatiseurs ENIEM 2CV.

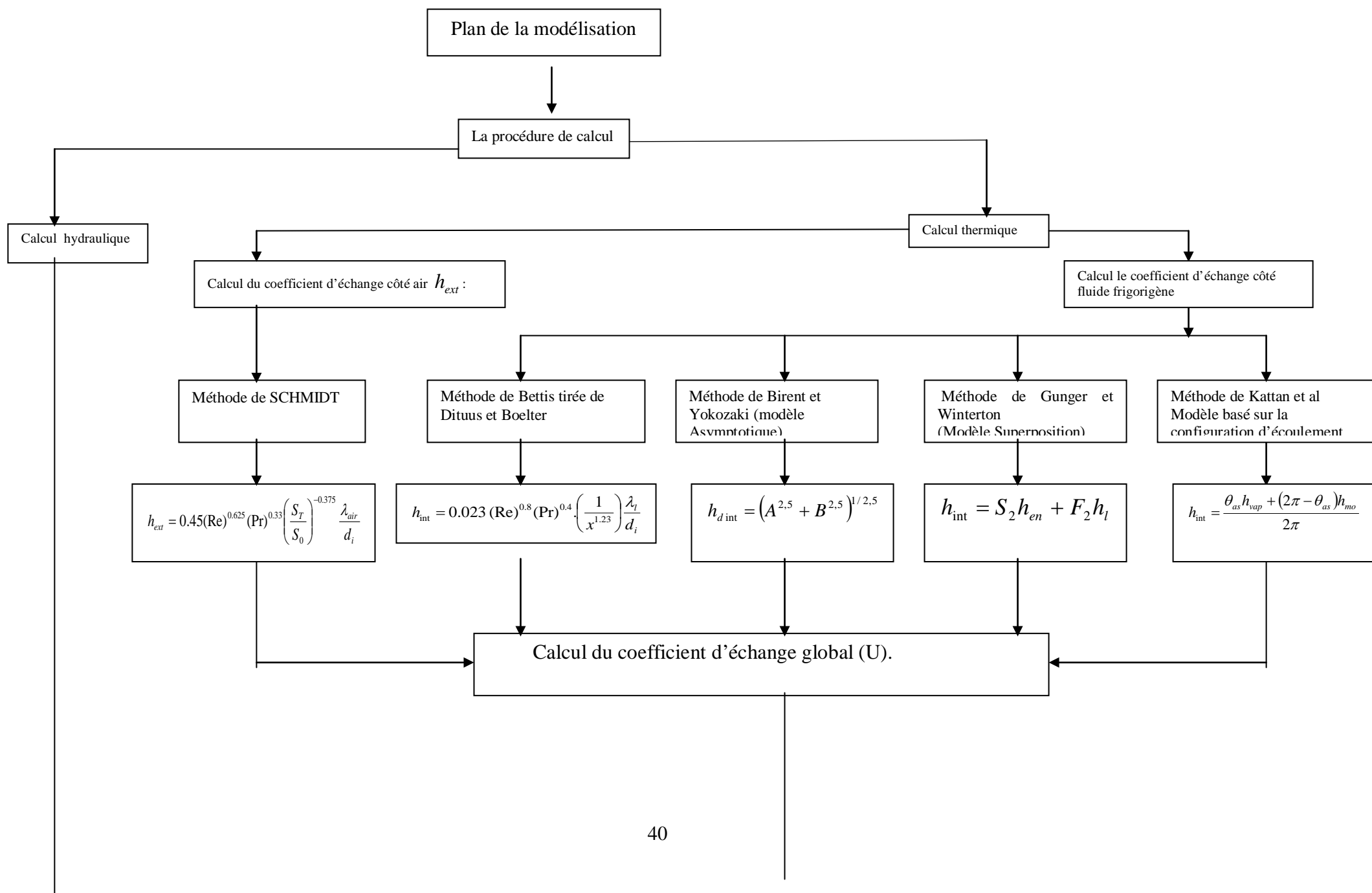
3.1. LA MODELISATION D'UN EVAPORATEUR.

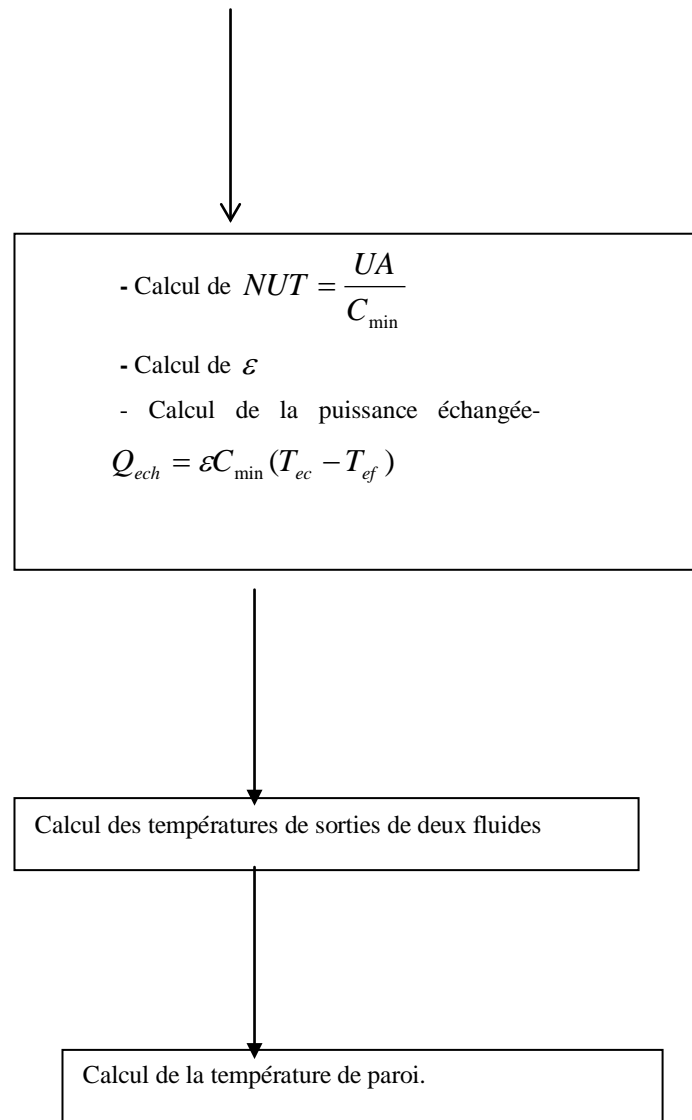
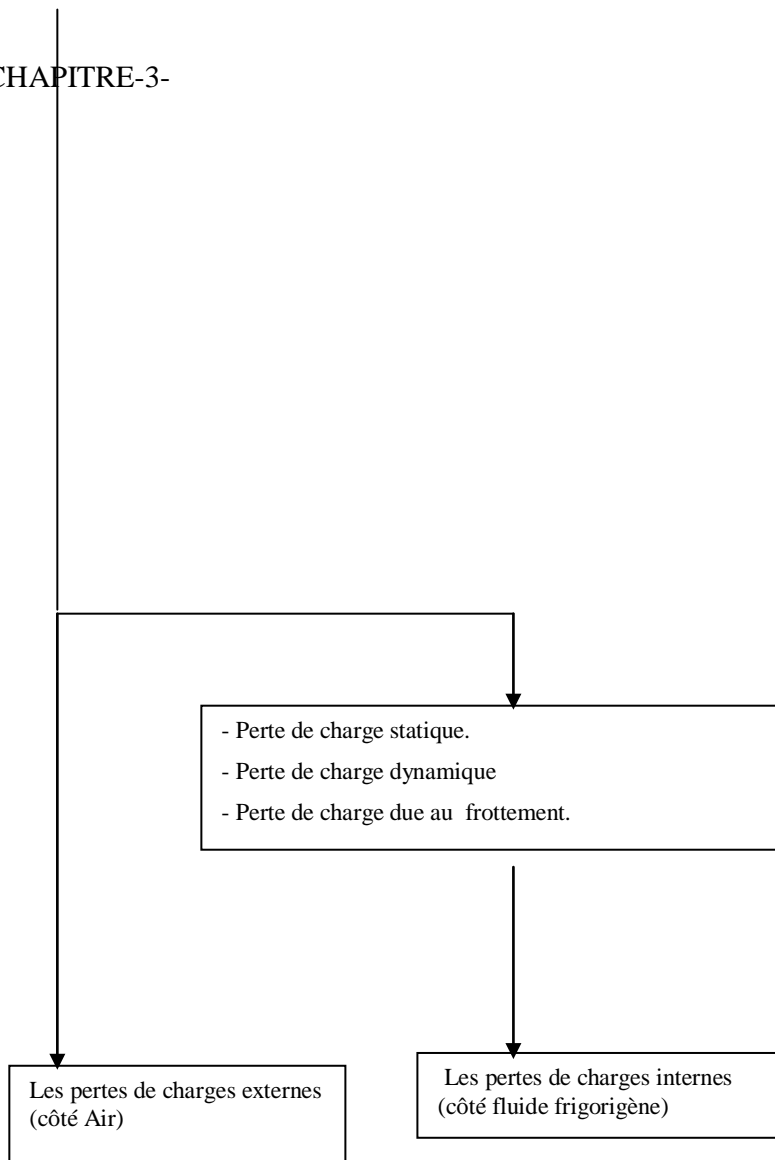
3.1.1- La procédure de calcul :

Nous allons présenter dans cette partie, sous forme d'organigramme, la procédure de calcul pour les quatre méthodes sélectionnées pour ce travail. Ces méthodes sont :

- Méthode de Kattan et al (modèle basé sur la configuration d'écoulement)
- Méthode de Gunger et Winterton (modèle de Superposition)
- Méthode de Birent et Yokozaki (modèle Asymptotique)
- Méthode de Bettis tirée de Dituus et Boelter

Nous résumerons toutes les relations utilisées dans le calcul thermique et hydraulique de l'évaporateur sélectionné pour notre étude. Et, nous terminerons avec la présentation de l'organigramme du programme de calcul élaboré dans ce travail. En effet, comme nous l'avons souligné au début, notre objectif est, en partie, l'élaboration d'un programme de calcul des échangeurs de chaleur type évaporateurs à ailettes





3.1.2- Relations utilisées pour le calcul thermique et hydraulique :

3.1.2.1- Calcul thermique :

Nous avons opté dans notre calcul pour la méthode NUT- ε . Cette méthode est basée sur les données suivantes :

- Les températures d'entrées des fluides
- Les débits des fluides

L'objectif visé est la détermination des températures de sorties des fluides

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

Pour déterminer l'échange thermique, au cours de l'ébullition (changement de phase), il est nécessaire de préciser les domaines des différents régimes d'écoulements et, comme nous l'avons souligné auparavant, il existe quatre méthodes principales pour étudier ce type d'échange de chaleur. Rappelons également que, dans ces conditions, le coefficient d'échange intérieur est une contribution de deux coefficients : celui de l'ébullition nucléée et celui de l'ébullition convective de la phase liquide.

Dans ce qui suit, nous allons résumer toutes les corrélations des quatre méthodes qui ont été sélectionnées pour ce travail ainsi que toutes les relations utilisées pour les calcul des différents paramètres.

a- Modèle basé sur la configuration d'écoulement :

Pour ce modèle, nous avons utilisé la corrélation de Kattan et al (1998) donnée par la relation (2.32) :

$$h_{int} = \frac{\theta_{as} h_{vap} + (2\pi - \theta_{as}) h_{mo}}{2\pi}$$

h_{vap} : Le coefficient d'échange de la phase vapeur. Il est donné par la formule de **Dittus et Boelter** :

$$h_{vap} = 0,0.23 \left(\frac{\dot{m} x d_i}{\varepsilon \mu_v} \right)^{0,8} \left(\frac{Cp_v \mu_v}{\lambda_v} \right)^{0,4} \frac{\lambda_v}{d_i}$$

h_{mo} : Le coefficient d'échange de la phase mouillée donné par :

$$h_{moi} = (h_{en}^3 + h_l^3)^{1/3}$$

h_{en} : Le coefficient d'échange en ébullition nucléée. Il est donné par la formule de **Cooper (1985)**

$$h_{en} = 55 pr^{0,12} (-0,4343 \ln pr)^{-0,55} M^{-0,5} q^{0,67}$$

$$pr = \frac{P}{P_{crit}}$$

h_l : Le coefficient d'échange de la phase liquide. Il est donné par la formule suivante :

$$h_l = 0,0133 \left(\frac{4\dot{m}(1-x)\delta}{(1-\varepsilon)\mu_l} \right)^{0,69} \left(\frac{Cp_l \mu_l}{\lambda_l} \right)^{0,4} \frac{\lambda_l}{\delta}$$

δ : est l'épaisseur de film liquide donnée par :

$$\delta = \frac{\pi d(1-x)}{2(2\pi - \theta_{as})}$$

L'angle d'assèchement θ_{as} est donné en fonction de la vitesse massique \dot{m} , du titre de vapeur x et de l'angle de stratification θ_{strat} dans chaque régime d'écoulement. Nous avons ainsi :

- ❖ **Écoulement stratifié** : Dans ce régime l'angle d'assèchement θ_{as} est égal à l'angle de stratification θ_{strat} :

$$\theta_{as} = \theta_{strat} = 2[\pi - \cos^{-1}(2\varepsilon - 1)]$$

- ❖ **Écoulement stratifié à vagues** : L'angle θ_{as} varie de l'angle de stratification θ_{strat} jusqu'à 0.

Pour un écoulement annulaire, il est donné par l'expression :

$$\theta_{as} = \theta_{strat} \frac{(\dot{m}_{max} - \dot{m})}{(\dot{m}_{max} - \dot{m}_{min})}$$

\dot{m}_{max} : C'est la vitesse massique qui correspond à la transition du régime stratifié à vague au régime annulaire ou intermittent (kg/m²s).

$$\dot{m}_{max} = \left(\frac{16\bar{A}_v^{-3} g d_i \rho_l \rho_v}{\pi^2 x^2 (1 - (2h_l - 1)^2)^{0,5}} \left(1 + \frac{\pi^2}{25h_l^2} (1-x)^{G1} \left(\frac{Fr}{We} \right)_l^{G2} \right) \right)^{0,5} + 50$$

\dot{m}_{min} : C'est la vitesse massique qui correspond à la transition du régime stratifié au régime stratifié à vague (kg/m²s)

$$\dot{m}_{\min} = \left(\frac{51212 \overline{A_l} \overline{A_v}^2 \rho_v (\rho_l - \rho_v) \mu_l g}{\pi^3 x^2 (1-x)} \right)^{\frac{1}{3}}$$

- ❖ Ecoulement annulaire ou intermittent : Dans ce régime l'angle d'assèchement θ_{as} est nul

$$\theta_{as} = 0$$

- ❖ Ecoulement à assèchement partiel (dispersé):

à $x > x_{\max}$:

$$\theta_{as} = \theta_{\max} + (2\pi - \theta_{strat}) \frac{(x - x_{\max})}{(1 - x_{\max})}$$

x_{\max} : correspond à l'état de transition de régime annulaire au régime dispersé

θ_{\max} : L'angle d'assèchement maximal :

$$\theta_{\max} = \theta_{strat} \frac{(\dot{m}_{\max(x \max)} - 250)}{(\dot{m}_{\max(x \max)} - \dot{m}_{\min})}$$

La vitesse massique de fluide à titre de vapeur maximum :

$$\dot{m}_{\max(x \max)} = \left(\frac{7600 \overline{A_v}^2 g d_i \rho_l \rho_v \left(\frac{Fr}{We} \right)_l}{x^2 \pi^2 f} \right)^{0.5}$$

b- Modèle de superposition

Nous avons utilisé la corrélation de Gungor et Winterton (1987) :

$$h_{\text{int}} = S_2 h_{en} + F_2 h_l$$

Avec

h_{vap} : Le coefficient d'échange de la phase vapeur. Il est donné par la formule de **Dittus et Boelter**

h_{en} : Le coefficient d'échange en ébullition nucléée. Il est donné par la formule de **Cooper**.

Les facteurs de correction et de suppression F_2 et S_2 respectivement sont donnés par :

$$F_2 = F_1 * F$$

$$S_2 = S_1 * S$$

$$F = 1 + 24000Bo^{1.16} + 1,37\left(\frac{1}{\chi_{tt}}\right)^{0,86}$$

$$S = \left(1 + 115 \times 10^{-8} Re_l^{1,17}\right)^{-1}$$

Avec

$$F_1 = Fr_l^{(0,1-2Fr_l)} \quad \text{Pour } Fr_l < 0,05$$

$$S_1 = (Fr_l)^{0,5}$$

c- Modèle Asymptotique

Nous avons utilisé la corrélation de BIRENT et YOKOZAKI (1994) [18]

$$h_{d_{int}} = \left(A^{2,5} + B^{2,5}\right)^{1/2,5}$$

Le coefficient A est le coefficient d'échange en ébullition nucléée calculé par la corrélation (2.16).

Le coefficient B est donné par la formule suivante :

$$B = 2,838Fr^{0,2} \left(0,29 + \frac{1}{\chi_{tt}}\right)^{0,85} : Fr \leq 0,25$$

$$B = 2,15h_l \left(0,29 + \frac{1}{\chi_{tt}}\right)^{0,85} : Fr \geq 0,25$$

Le coefficient d'échange h_l de la phase liquide est toujours calculé à partir de (2.16)

d- La corrélation de (BETTIS) tirée de (DITTUS-BOELTER) [19].

Elle est donnée par la relation :

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

Avec x, le titre de vapeur.

Calcul de coefficient d'échange interne. Il est donné par la relation :

$$h_{int} = \frac{Nu \cdot \lambda_l}{d_i}$$

➤ **Calcul du coefficient de transfert de chaleur externe côté air h_{ext} :**

Il est calculé d'après la relation :

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

- **Calcul du nombre de Nusselt Nu :** Il est calculé selon la méthode de SCHMIDT (pour une disposition en quiconque) en utilisant la relation [24] :

$$Nu = 0,23 R_e^{0,625} \left(\frac{S_T}{S_0} \right)^{-0,375} P_r^{0,33}$$

- **Calcul du nombre de Reynolds externe :**

$$Re_{ext} = \frac{V_{etr} \cdot d_e \rho_{air}}{\mu_{air}}$$

- **Calcul du nombre de Prandtl Pr :**

$$Pr = \frac{c_{pair} \mu_{air}}{\lambda_{air}}$$

➤ **Calcul du coefficient d'échange global U**

Nous avons utilisé pour le calcul du coefficient global d'échange la relation :

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

R : étant la somme des résistances thermiques.

h_{app} : Coefficient apparent de transfert de chaleur côté air en tenant compte de la présence d'ailette ($W m^{-2}$

K^{-1}), Il est donné par :

$$h_{app} = \xi h_{ext} [\phi_g + \eta_a \phi_L]$$

➤ **Calcul du nombre d'unités thermique NUT :** $NUT = \frac{US}{C_{min}}$

Avec

$$C_{min} = (mCp)_{min}$$

$$C_{max} = (mCp)_{max}$$

➤ **Calcul de l'efficacité de l'échangeur :** $\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT(1-C_r)}}{1 - C_r e^{-NUT(1-C_r)}}$ avec $C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$

➤ **Calcul de la puissance :** $q = \varepsilon(mCp)_{\min} (T_{ef} - T_{eA})$

➤ **Calcul de la température de paroi et des températures de sorties des fluides.**

1- La température de la paroi T_p : $T_p = \frac{h_{FLUIDE} \cdot T_{sat} + h_A \cdot T_{ma}}{h_{FLUIDE} + h_{air}}$

2- La température moyenne de l'air T_{ma} : $T_{ma} = \frac{T_{ea} + T_{sa}}{2}$

3- La température de sortie de fluide T_{sf} : $T_{sf} = T_{ef} + \varepsilon(T_{ec} - T_{ef})$

4- La température de sortie de l'air T_{sa} : $T_{sa} = T_{ec} - \varepsilon(T_{ec} - T_{ef})$

3.1.2.2- Calcul hydraulique «Pertes de charge».

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_a). S'il existe des pertes dus à des courbures ou des coudes, on doit les ajouter aux pertes dynamiques :

$$\Delta P_{TOT} = \Delta P_f + \Delta P_s + \Delta P_a$$

❖ Perte de charges côté fluide frigorigène (pertes internes).

A- Les pertes dues aux pressions statiques : $\Delta P_g = g(\varepsilon\rho_v + (1 - \varepsilon)\rho_l)\sin\theta$

La valeur de ΔP_g est généralement nul (tube horizontal).

B- Les pertes dues aux accélérations (dynamiques): $\Delta P_a = \dot{m}^2 \left[\frac{x^2}{\rho_v \varepsilon} + \frac{(1-x)^2}{\rho_l (1-\varepsilon)} \right]$

C- Les pertes de charges due aux coudes : La chute de pression, qui résulte d'un obstacle particulier tels que les coudes et les collecteurs, est donnée par : $\Delta p_c = \xi \left(\frac{\rho V^2}{2} \right)$

D- Les pertes dues aux frottements (modèle séparé) : Pour calculer les pertes de charges dues aux frottements, on utilise la méthode de **Muller –Steinhoger Et Heck** :

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = F(1-x)^{\frac{1}{3}} + Bx^2$$

❖ **Pertes de charges côté air (pertes externes):**

La perte de charge côté air est donnée par la formule de DARCY $\Delta P_e = \frac{4.f.V_e^2.D_H}{2gL}$

f : Coefficient de frottement.

- **Faisceau quinconce :**

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

- Si $P_{LH} \leq 4$, nous avons : $f = 13.5 Re_h^{-0.3} . P_{LH}^{-0.42}$
- Si $P_{LH} \geq 4$, nous avons : $f = (150 Re_h^{-1} + 1.8 Re_h^{-0.2}) . P_{LH}^{0.35}$

Valable pour $[400 < Re_h < 100.000]$

Avec, $P_{LH} = \frac{b}{D_H}$ Et $P_{TH} = \frac{a}{D_H}$

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

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

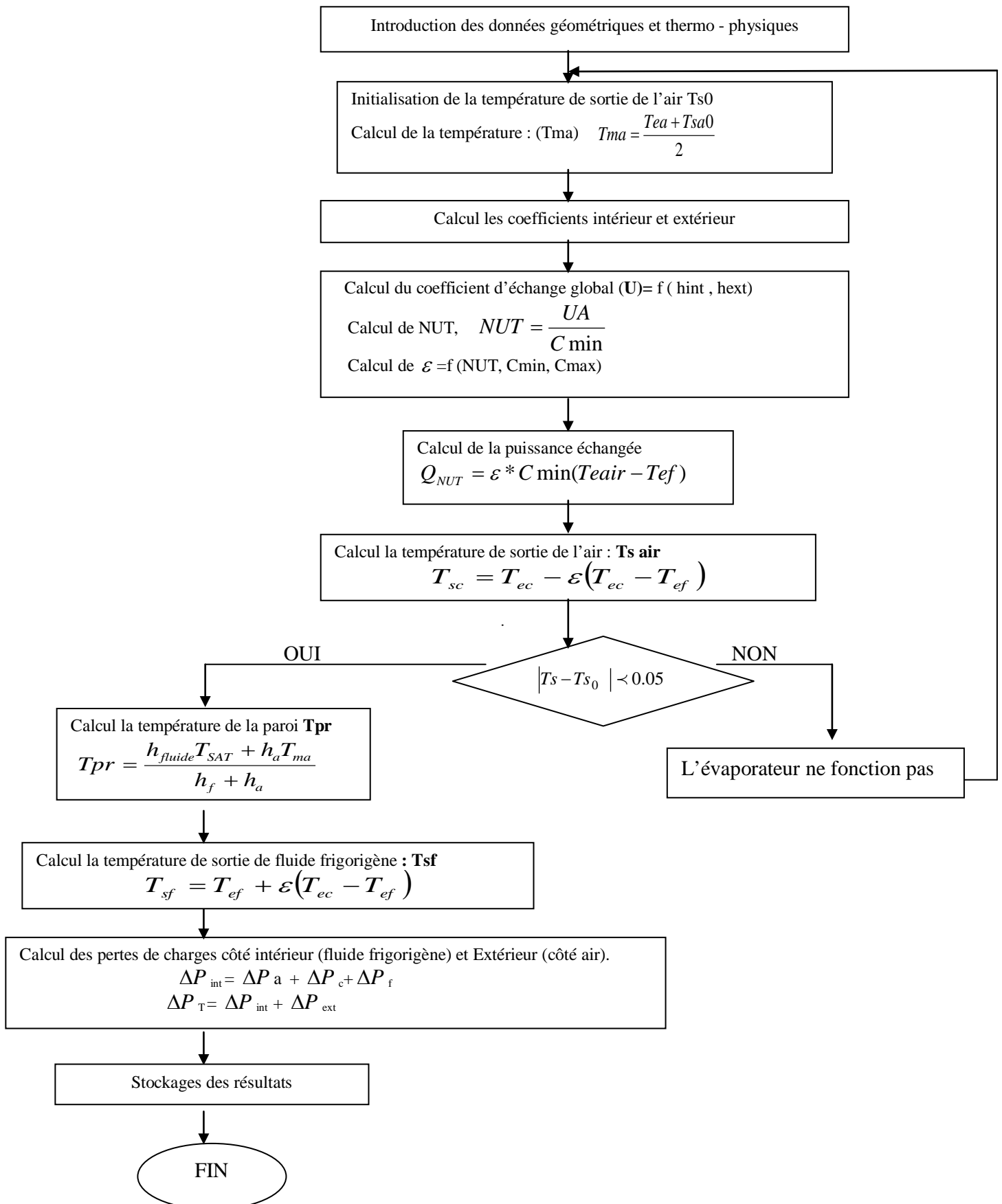
3.1.3. L'organigramme de calcul. :

Dans ce travail, nous avons élaboré un programme de calcul qui permet de calculer :

- le coefficient d'échange intérieur.
- le coefficient d'échange extérieur.
- le coefficient d'échange global.
- la température de la paroi.
- la température de sortie de fluide.
- les pertes de charges côté fluide frigorigène et côté air.

Il est composé d'un programme principal et de plusieurs sous-programmes.

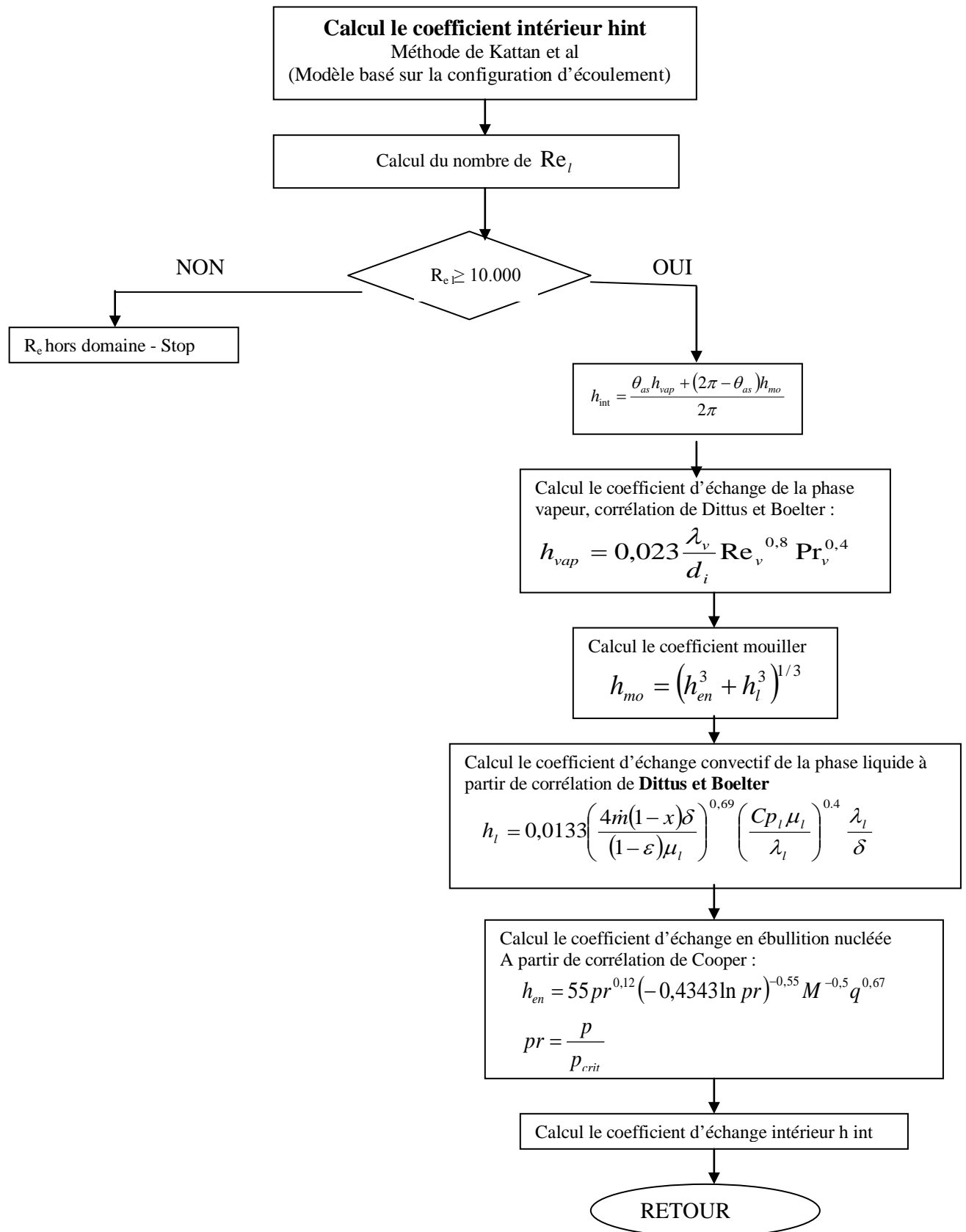
A. L'organigramme de programme principal :



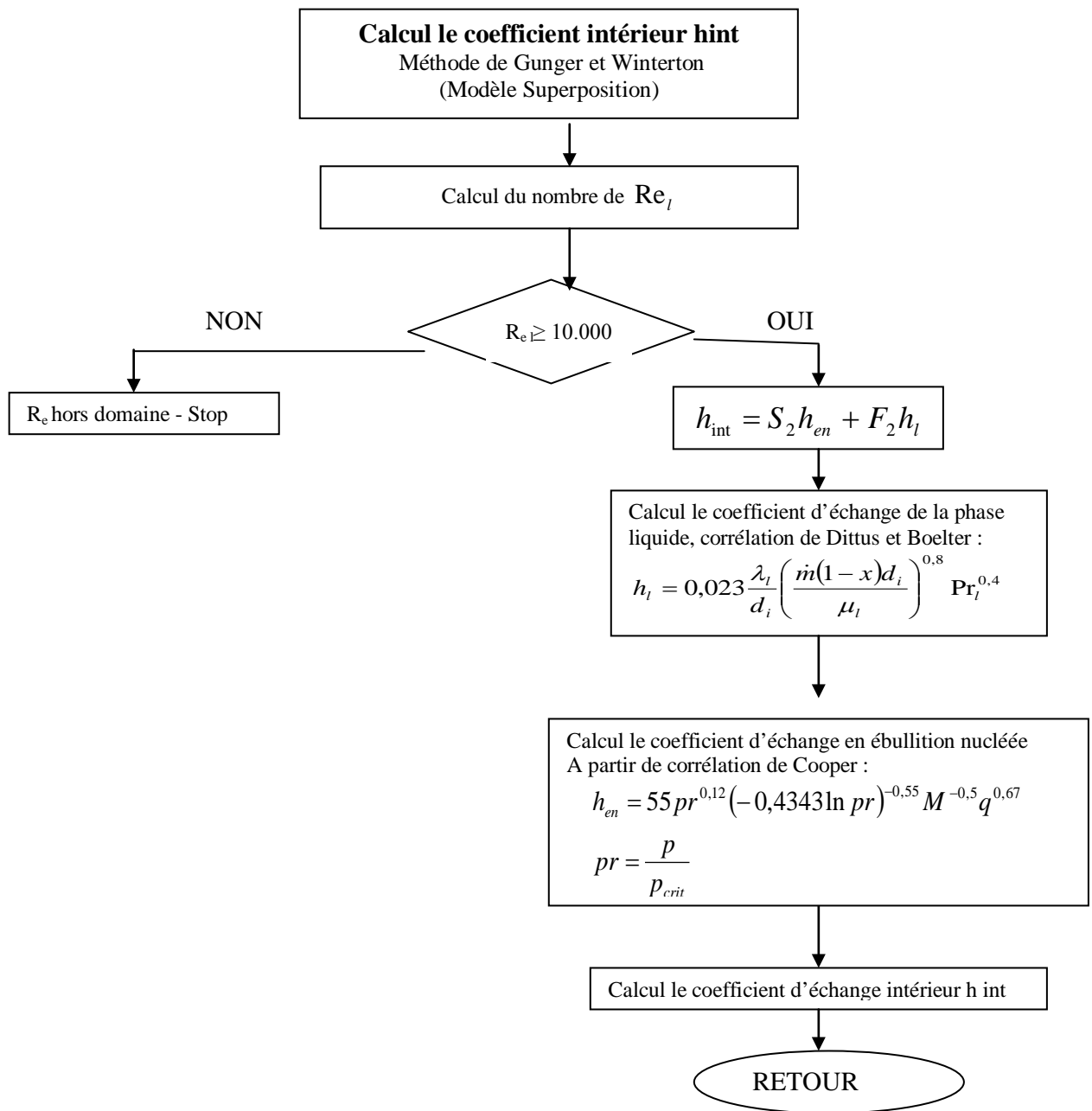
B. Sous programmes.

- **Sous programme : coefficient d'échange thermique intérieur :**

- Méthode de Kattan et al (Modèle basé sur la configuration d'écoulement)

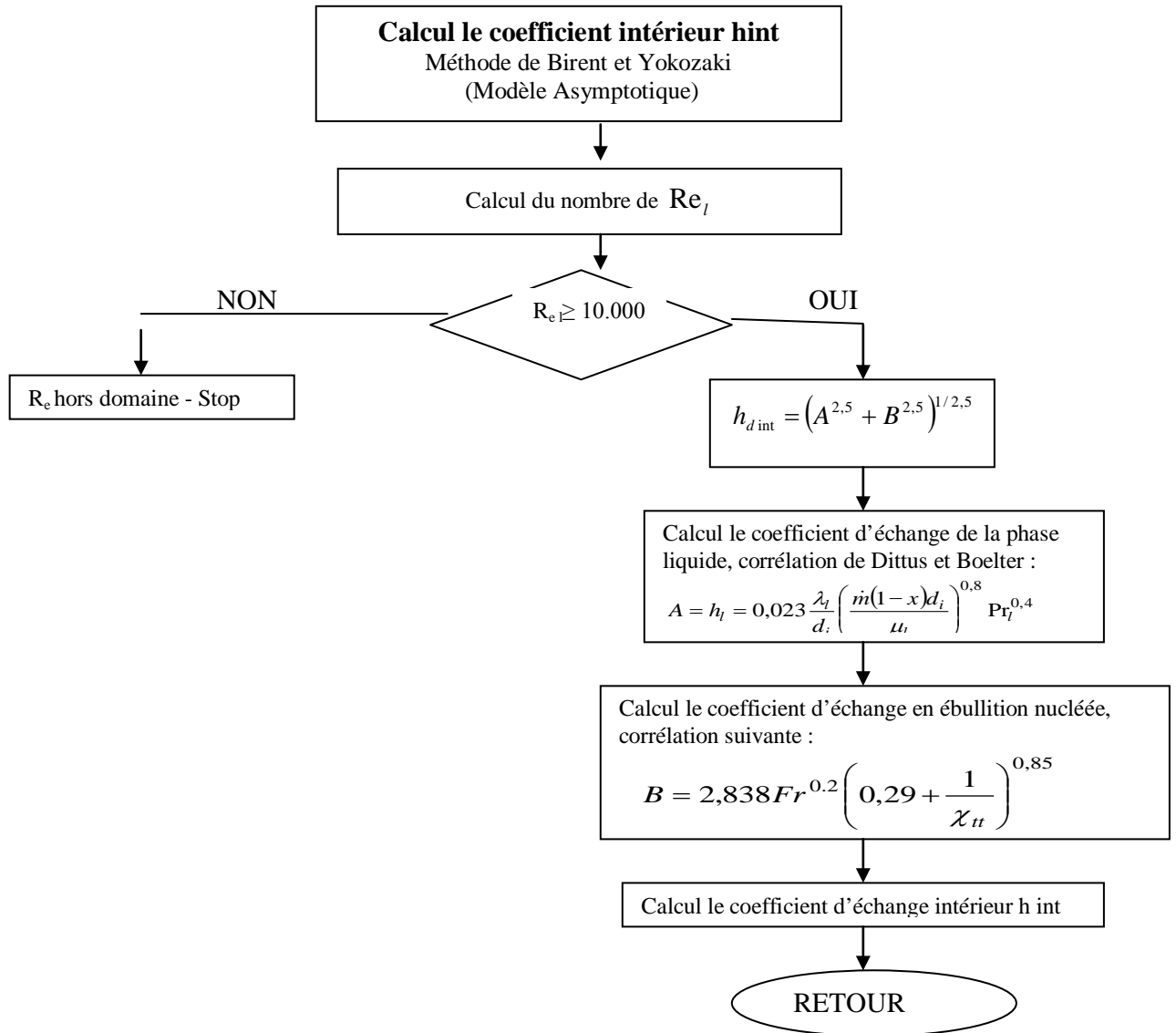


➤ Méthode de Gungler et Winterton (Modèle Superposition)

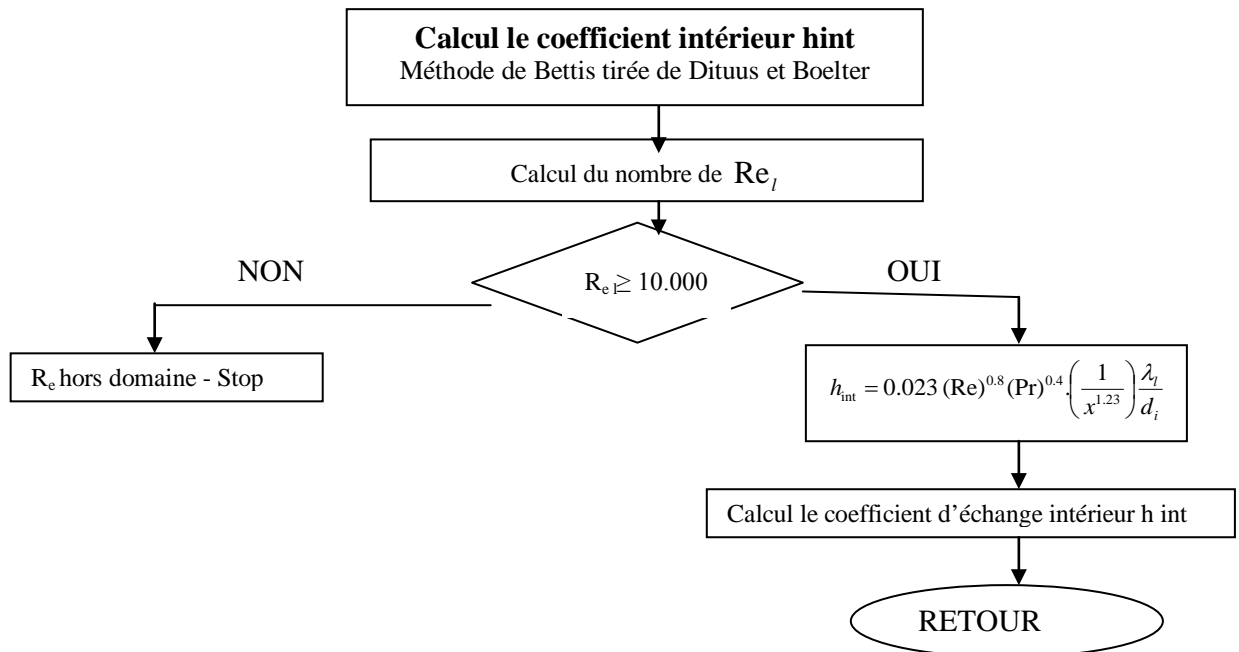


CHAPITRE-3-

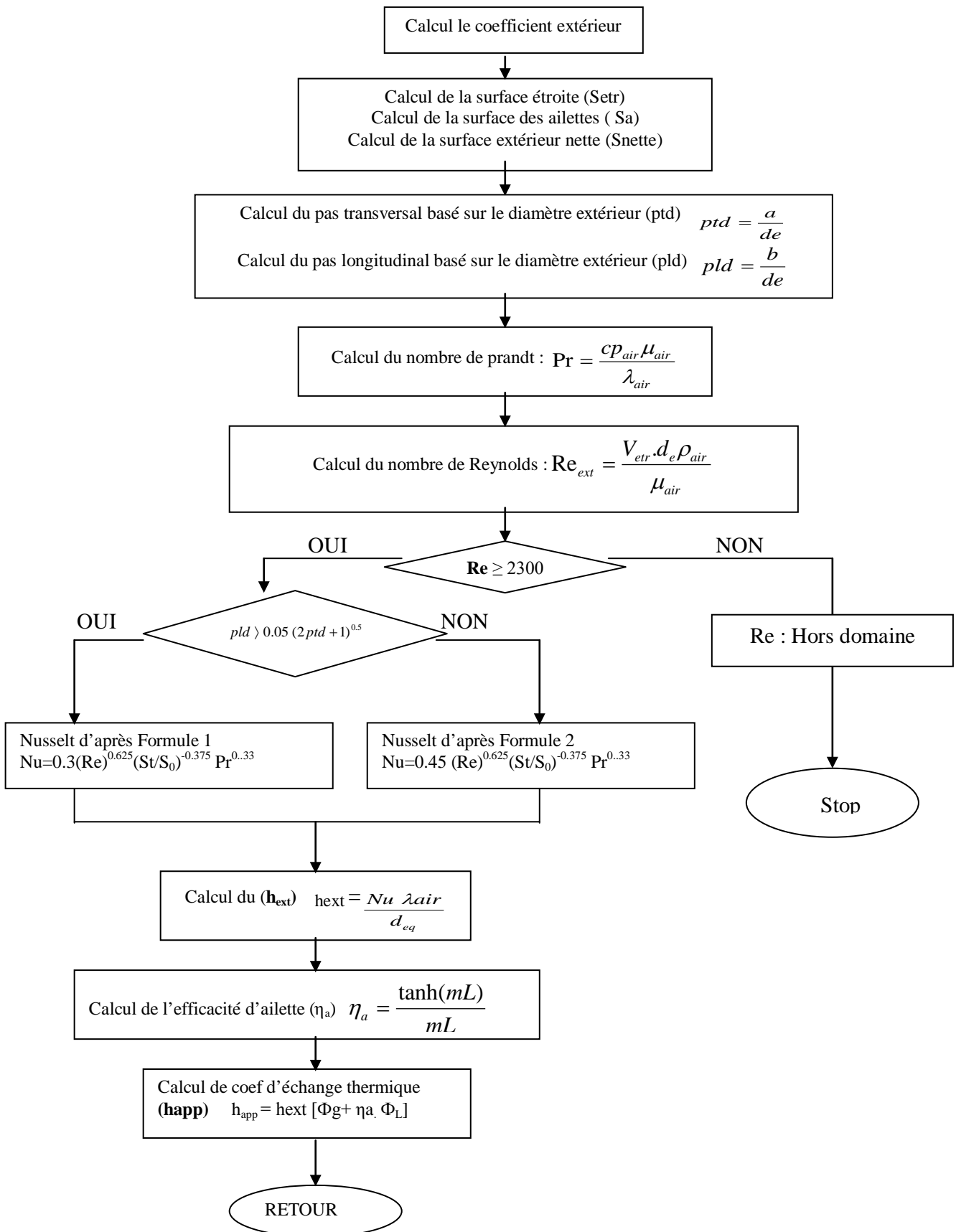
➤ Méthode de Birent et Yokozaki (Modèle Asymptotique)



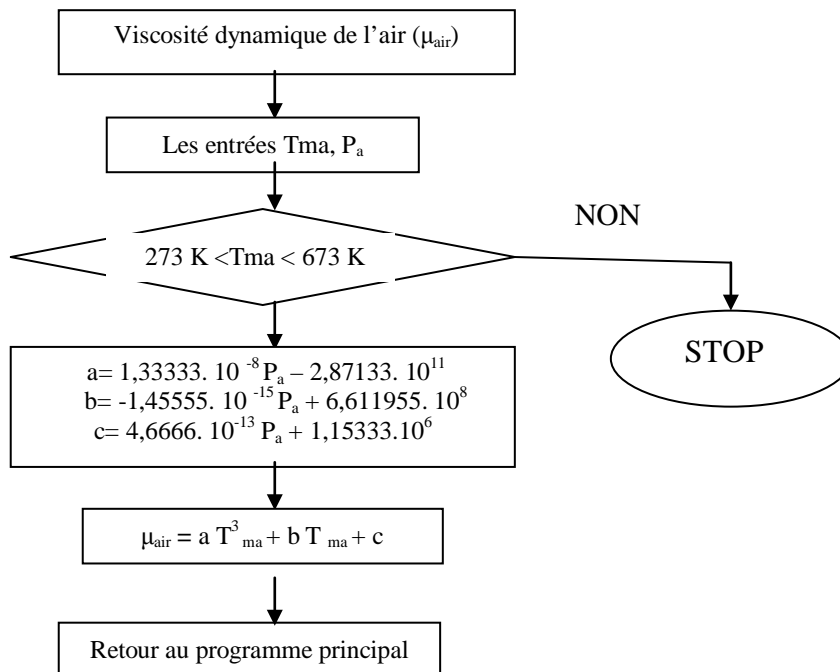
➤ Méthode de Bettis tirée de Dittus et Boelter



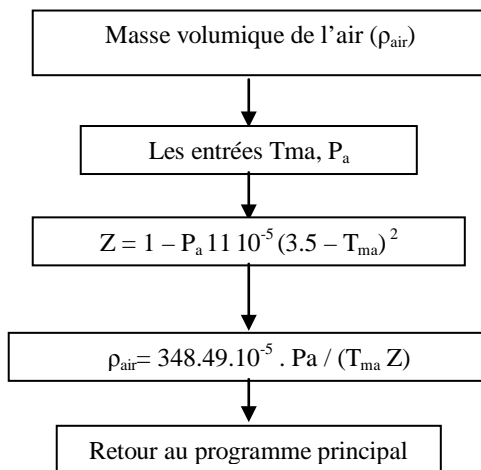
Sous programme : coefficient d'échange thermique extérieur



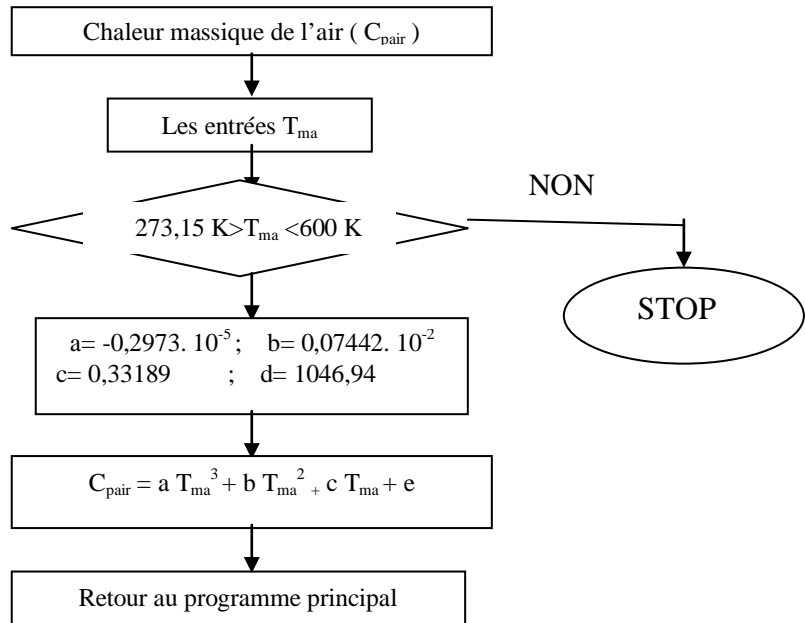
Sous programme de type fonction (μ_{air})



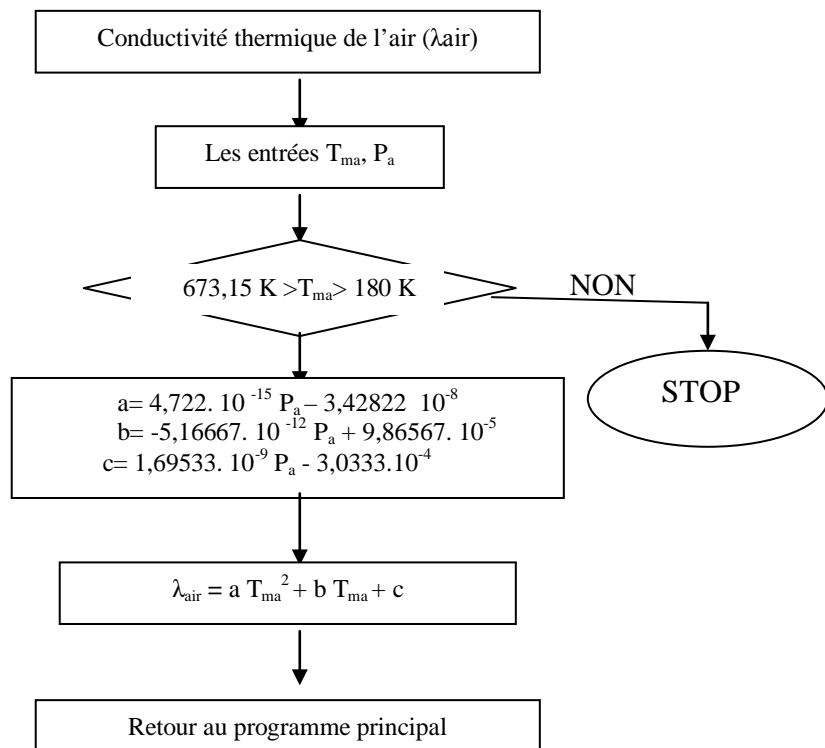
Sous programme de type fonction (ρ_{air})



Sous programme de type fonction (C_{pair})



Sous programme de type fonction (λ_{air})



3.2. DISPOSITIF EXPERIMENTAL

Les objectifs visés à l'aide du dispositif expérimental sont la détermination de :

- L'influence de la température d'entrée de l'air sur la température de la paroi (tubes de l'évaporateur).
- L'influence de la vitesse de l'air sur l'échange de chaleur.

3.2.1- Présentation du banc 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. Cette batterie permet d'augmenter la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur.

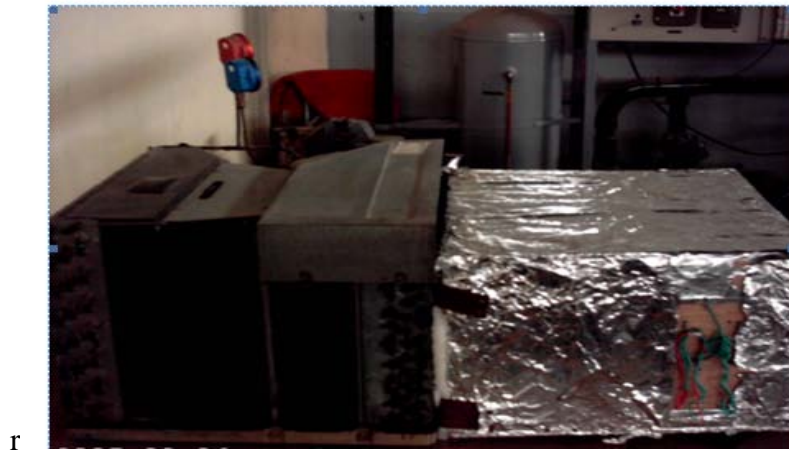


Figure 3.1 : Banc d'essai

3.2.2- Les caractéristiques de la machine frigorifique « Climatiseur type ENIEM 2 CV ».

a- Les caractéristiques de l'évaporateur sont les suivantes :

Diamètre intérieur des tubes	$d_{int} = 8.4 \text{ mm}$
Diamètre extérieur des tubes	$d_{ext} = 9.4 \text{ mm}$
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,	$e, \text{ ou } (c) = 4 \text{ mm}$
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	$n_{tub} = 52$

b- Composants de la machine frigorifique

- Ventilateur.
- Moto compresseur hermétique.
- Condenseur à circulation forcée.
- Ventilateur soufflant.
- Détendeur
- Thermostat

3.2.3- 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.

3.2.4- Les appareils de mesure.

Les appareils de mesure utilisés sont les suivants :

a- Thermocouple.

b- Anémomètre thermique : les anémomètres utilisent des couples thermoélectrique dont l'un chauffé à la force électromotrice.

c- 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.

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).

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 de sorties : pour cela, on met l'extrémité du thermocouple qui contient une sonde 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 note 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.

3.2.5-Résultats des essais (mesures)

1^{er} cas : La batterie fonctionne avec une résistance de 600 W

- Pour l'air
 - t_{ea} (température d'entrée d'air) = $30 \pm 1^\circ\text{C}$
 - T_{sa} (température de sortie d'air) = $13 \pm 1^\circ\text{C}$
- Pour le R22
 - pression aspiration $P_{ev} = 4.1 \text{ bar}$
 - pression refoulement $P_c = 14.8 \text{ bar}$

2^{ème} cas : La batterie fonctionne avec deux résistances de 600 W ($3 \times 600 = 1200\text{W}$) :

- Pour l'air
 - t_{ea} (température d'entrée d'air) = $35 \pm 1^\circ\text{C}$
 - T_{sa} (température de sortie d'air) = $14 \pm 1^\circ\text{C}$
- Pour le R22
 - pression aspiration $P_{ev} = 4.8 \text{ bar}$

- pression refoulement $P_c = 15.8$ bar

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

- Pour l'air
 - t_{ea} (température d'entrée d'air) = $43 \pm 1^\circ\text{C}$
 - T_{sa} (température de sortie d'air) = $15 \pm 1^\circ\text{C}$
- Pour le R22
 - pression aspiration $P_{ev} = 5.0$ bar
 - pression refoulement $P_c = 17.0$ bar

4^{ème} cas : La batterie fonctionne avec une seule résistance (principale) de 1875 W :

- Pour l'air
 - t_{ea} (température d'entrée d'air) = $51 \pm 1^\circ\text{C}$
 - T_{sa} (température de sortie d'air) = $18 \pm 1^\circ\text{C}$
- Pour le R22
 - pression aspiration $P_{ev} = 5.2$ bar
 - pression refoulement $P_c = 17.5$ bar

5^{ème} cas : La batterie fonctionne avec une résistance principale et deux résistances de (600 W) ($2*600+1875 = 3075$ W) :

- Pour l'air
 - t_{ea} (température d'entrée d'air) = $60 \pm 1^\circ\text{C}$
 - T_{sa} (température de sortie d'air) = $19 \pm 1^\circ\text{C}$
- Pour le R22
 - pression aspiration $P_{ev} = 5.4$ bars
 - pression refoulement $P_c = 18.5$ bar

6^{ème} cas : La batterie fonctionne avec une résistance principale et trois résistances de (600 W) ($3*600 + 1875 = 3675$ W)

- Pour l'air
 - t_{ea} (température d'entrée d'air) = $70 \pm 1^\circ\text{C}$
 - T_{sa} (température de sortie d'air) = $21 \pm 1^\circ\text{C}$
- Pour le R22
 - pression aspiration $P_{ev} = 6.2$ bar
 - pression refoulement $P_c = 21$ bar

CHAPITRE 4.

**COMPARAISON ENTRE LES RESULTATS
EXPERIMENTAUX ET CEUX ISSUS DE LA MODELISATION**

Dans ce chapitre, nous avons comparé les résultats obtenus à l'aide du programme de calcul élaborée dans ce travail, et concernant l'évaluation des températures de sortie d'air et de la paroi en fonction de la température d'entrée de l'air, aux résultats expérimentaux obtenus à l'aide du dispositif expérimental utilisé à cet effet. La comparaison concerne les résultats obtenus pour le coefficient d'échange global à l'aide des quatre méthodes sélectionnées : le modèle de superposition, le modèle asymptotique, la corrélation de BETTIS et le modèle basé sur la configuration d'écoulement

4.1- Résultats de modélisation.

4.1.1- Evolution des températures en fonction de la température d'entrée de l'air :

a. Température de la paroi T_p :

La température de la paroi traduit à chaque instant le niveau d'échange, elle est fortement influencée par les différentes caractéristiques de chaussée (la nature et l'épaisseur de la paroi) et, d'autre part, par l'environnement (la température de l'air). Les figures ci-dessous représentent les allures de la variation de la température de la paroi en fonction de la température d'entrée de l'air obtenue à l'aide de trois méthodes différentes. Ces courbes montrent que cette variation est linéaire, c'est-à-dire que l'augmentation de la température de l'air entraîne une augmentation linéaire de la température de la paroi

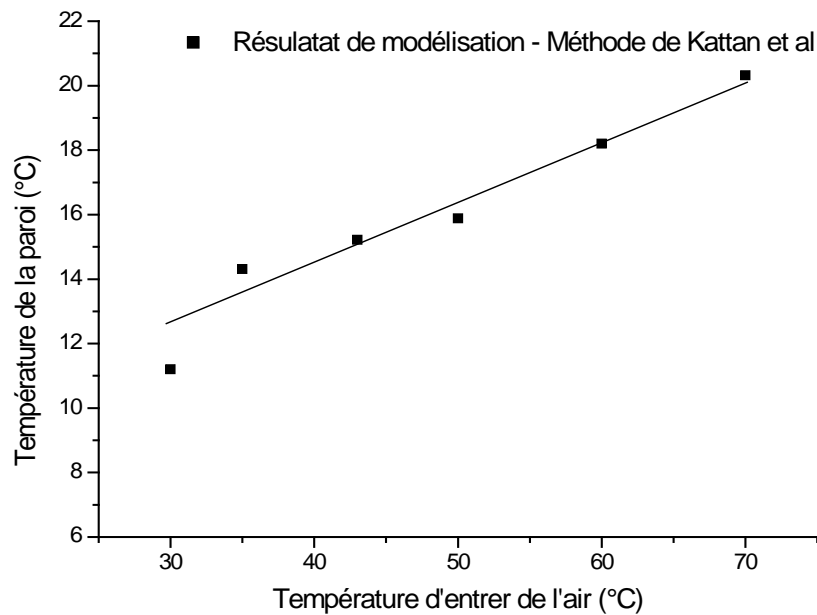


Figure 4.1 Variation de la température de la paroi en fonction de la température d'entrée de l'air « Méthode de Kattan et al »

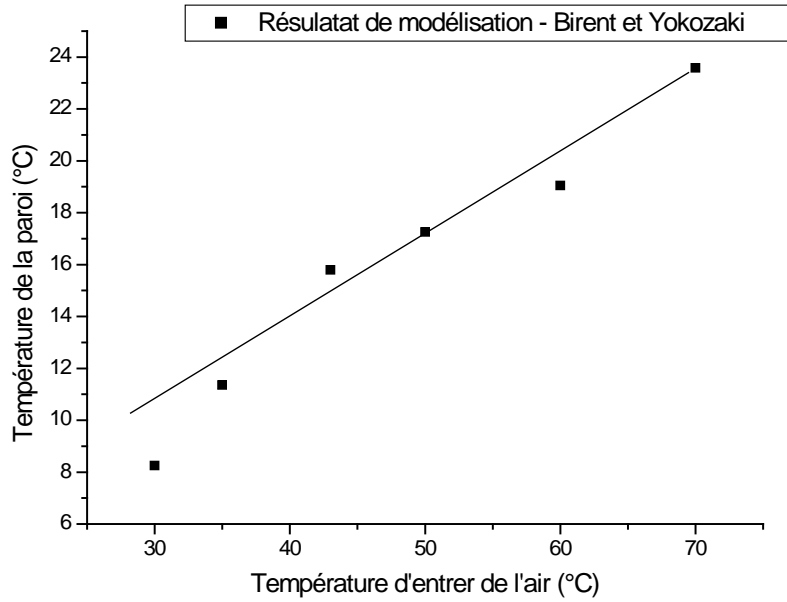


Figure 4.2 : Variation de la température de la paroi en fonction de la température d'entrée de l'air « Méthode de Birent et yokozaki »

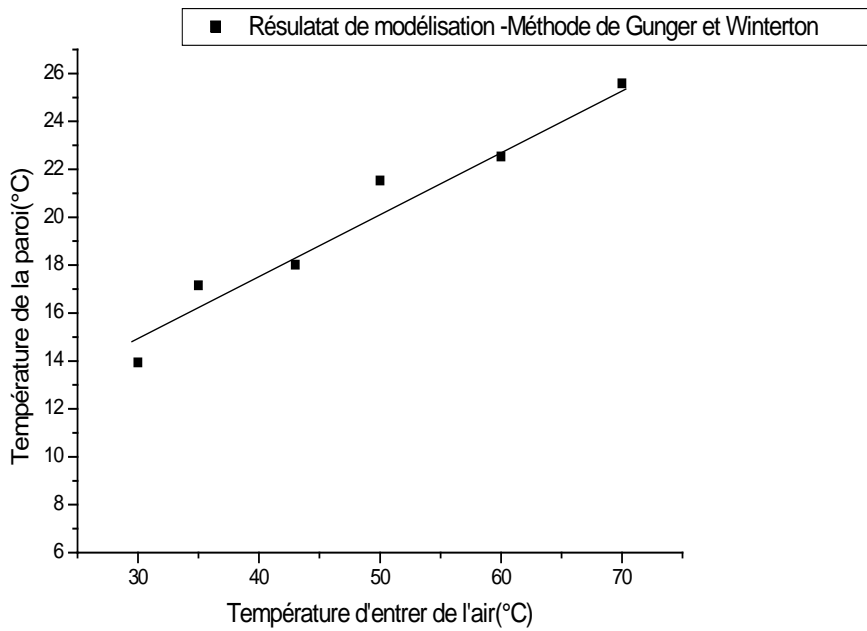


Figure 4.3 : Variation de la température de la paroi en fonction de la température d'entrée de l'air « Méthode de Gunger et Winterton »

b. Température de sortie de l'air T_{sa} :

La figure (4.4) représente la variation de la température de sortie d'air en fonction de la température d'entrée de l'air et là également l'allure de la courbe est une fonction linéaire.

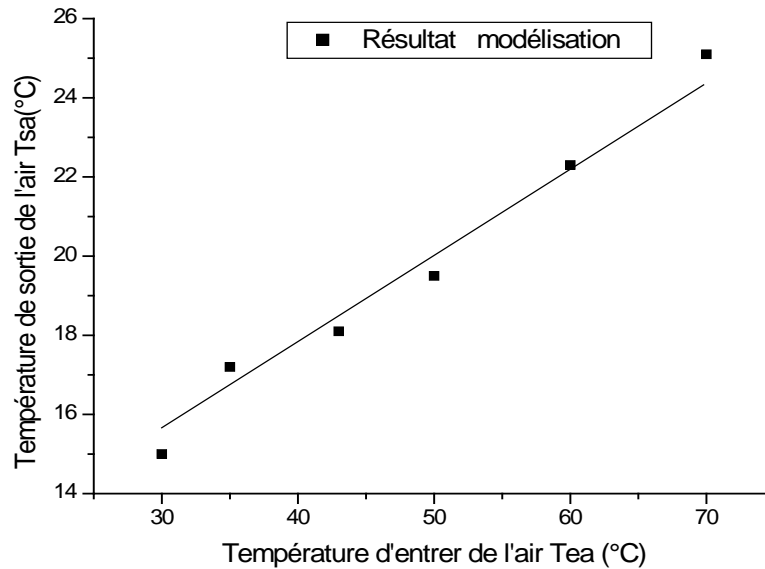


Figure 4.4 Evolution de température de sortie de l'air T_{sa} en fonction de température d'entrée de l'air T_{ea}

4.1.2- Evaluation de coefficient d'échange global en fonction de la vitesse de l'air.

La figure (4.5) montre l'influence de la vitesse de l'air sur le coefficient d'échange global U pour différentes valeurs de la température de l'air à l'entrée. En effet, la relation utilisée pour le calcul du coefficient d'échange U est une somme de plusieurs termes ; parmi ces derniers, nous avons le coefficient apparent qui contient le coefficient d'échange extérieur h_{ext} . Ce dernier dépend du nombre de Reynolds qui lui même dépend la vitesse de l'air. Ainsi, l'augmentation de la vitesse de l'air implique l'augmentation de l'effet convectif ce que conduit à l'accroissement du coefficient d'échange global U .

Le coefficient d'échange global U dépend également du coefficient d'échange intérieur h_{int} . Et, ce dernier dépend de la vitesse massique du fluide frigorigène, ceci signifie que l'augmentation de la vitesse massique du fluide frigorigène entraîne une augmentation du coefficient d'échange intérieur h_{int} , et par conséquent l'accroissement du coefficient d'échange global.

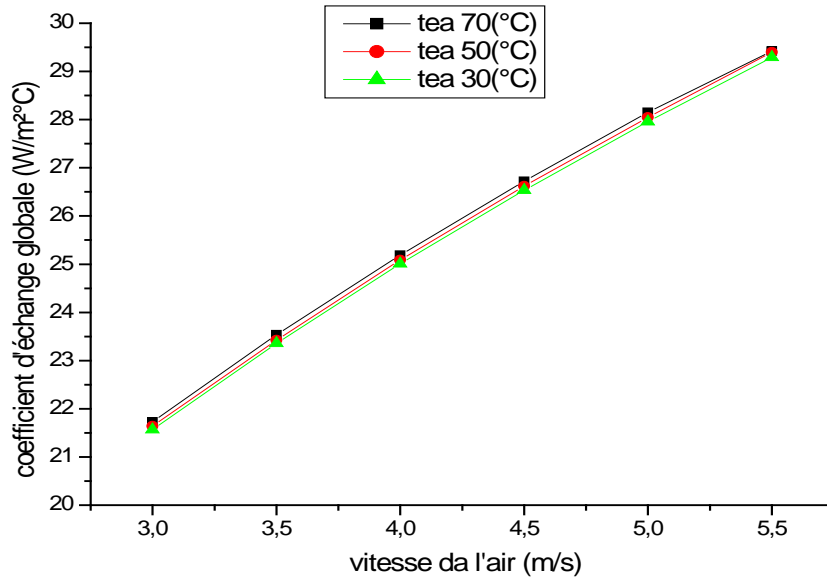


Figure 4.5 : Variation de coefficient d'échange global (U) en fonction de la vitesse de l'air

4.1.3- Evolution des pertes de charges :

a- Evolution des pertes de charges externe en fonction de la vitesse de l'air :

La figure (4.6) montre l'évolution des pertes de charges côté air (externe) sur un plage de vitesse d'entrer de l'air de 3 à 5.5 m/s. Et, comme on peut le voir, les pertes de charges externes augmentent de façon presque linéaire avec la vitesse de l'air à l'entrée. Les pertes de charges externes ont été calculées suivant la formule de DARCY.

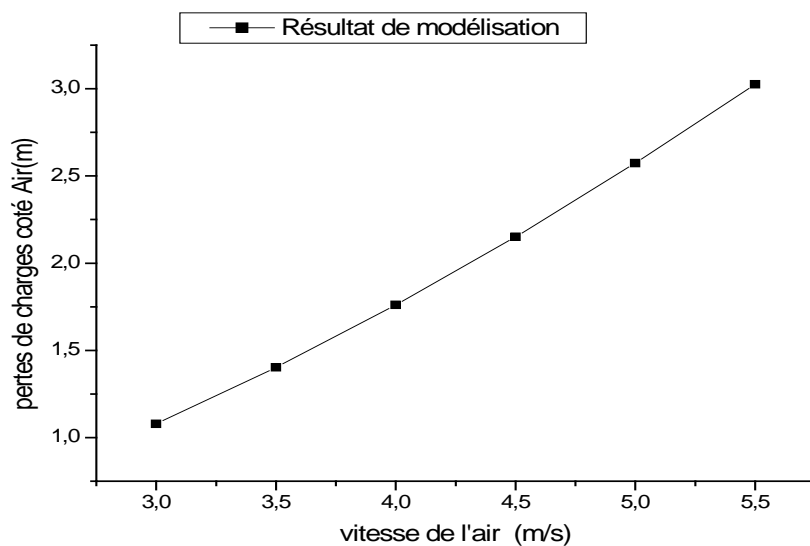


Figure 4.6 : Evolution des pertes de charges externes en fonction de la vitesse de l'air.

b- Evolution des pertes de charges internes en fonction de débit massique du fluide frigorigène.

Les pertes de pression interne jouent un rôle très important dans les performances de l'évaporateur. En effet, dans la zone d'évaporation, les pertes de pression conduisent à la diminution de la température de saturation en sortie d'évaporateur. 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.

La figure (4.7) montre l'évolution des pertes de pression internes « côté fluide frigorigène » en fonction de la variation du débit massique du fluide frigorigène. L'allure de la courbe sur cette figure montre que l'augmentation des pertes de charge est liée à l'augmentation de débit massique du fluide frigorigène.

Pour ce calcul, nous avons pris en compte 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.

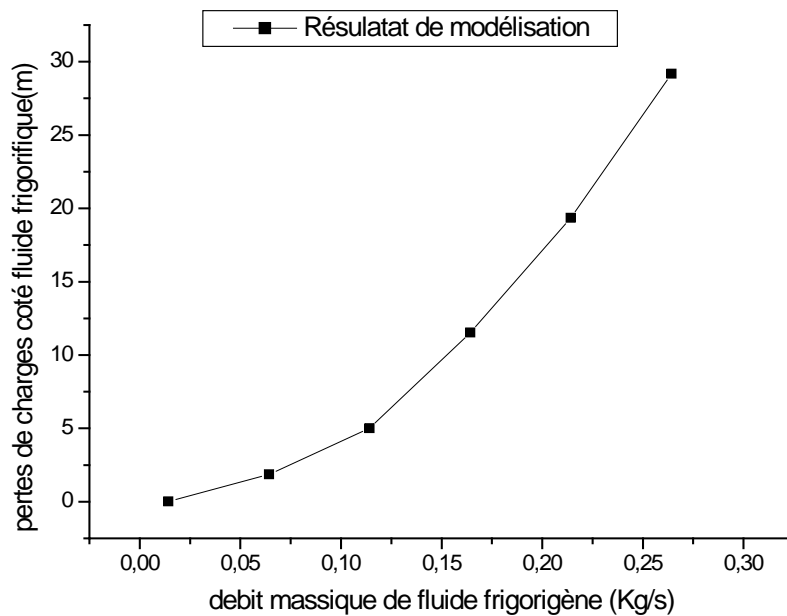


Figure 4.7 : Evolution des pertes de charges interne en fonction de débit massique du fluide frigorigène.

4.2- Résultats expérimentaux.

4.2.1- Evolution des températures :

a- Température de la paroi en fonction de longueur.

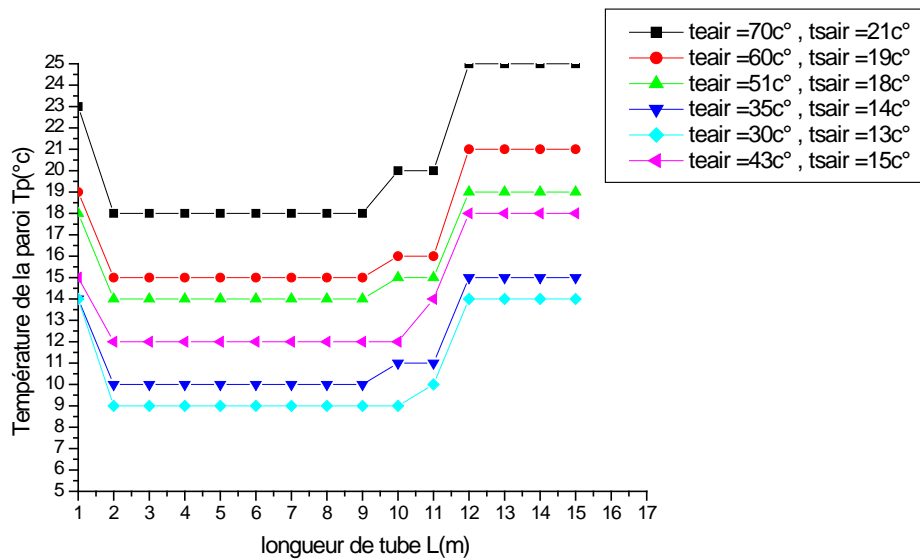


Figure 4.8 : Evolution de la température de la paroi T_p en fonction de la longueur du tube L

La figure (4.8) montre la variation de la température de la paroi en fonction de la longueur du tube et, comme on peut le voir, les allures (les courbes) ont toutes la même forme sur toute la plage des températures de l'air à l'entrée.

On peut voir également que, pour une température d'entrée de l'air donnée, la courbe de la température de la paroi du tube peut être scindée en trois parties :

- Région 1 : comprise entre [0 m - 0.56 m] correspondant à la phase de fin de détente. On observe une diminution de la température jusqu'à celle d'entrée du fluide frigorigène dans l'évaporateur.
- Région 2 : comprise entre [0.56 m – 8.96 m] représente la phase de vaporisation. Le fluide frigorigène subit un changement de phase (liquide/vapeur) à une température et une pression constantes.

La partie d'évaporation où il existe le changement de phase caractérise par exemple : $t_p = 9^\circ\text{C}$, (t_p la température de la paroi) et $t_0 = -5^\circ\text{C}$ (t_0 la température d'évaporation qui correspond à une pression d'évaporation égale à 4.1 bar mesurée expérimentalement).

CHAPITRE -4-

- Région 3 : comprise entre [8.96 m- 17.92 m]. Cette partie est caractérisée par une surchauffe du fluide frigorigène. On constate une augmentation considérable de la température de la paroi (pour $T_p = 9^\circ\text{C}$, nous avons un écart de température ΔT surchauffe = 5°C).

Cette écart est nécessaire pour :

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

b- Température de sortie de l'air en fonction de la température d'entrée de l'air.

Nous nous sommes également intéressé à l'évolution de la température de sortie de l'air en fonction de celle à l'entrée. Le résultat des mesures est reporté sur la figure 4.9.

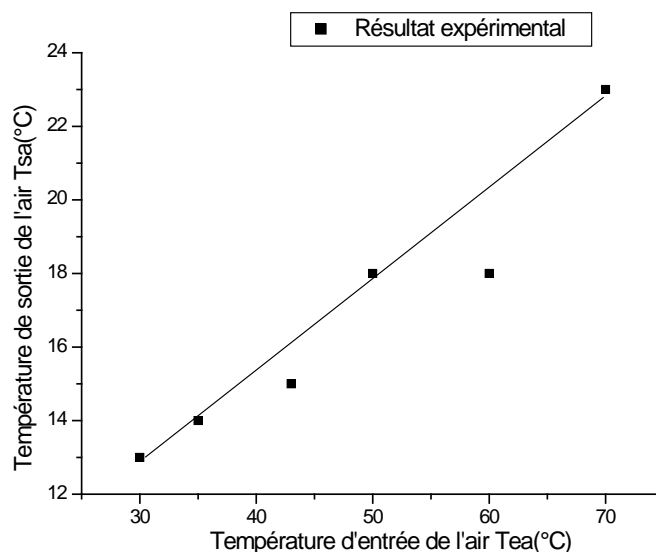


Figure 4.9 : Evolution la température de sortie de l'air de T_{sair} en fonction de la température d'entrée de l'air T_{eair}

La Figure (4.9) représente la variation de température de sortie d'air en fonction de température d'entre d'air et, comme on peut le voir la variation est linéaire du type $y = A x + B$.

c- Température de la paroi en fonction de la température d'entrée de l'air.

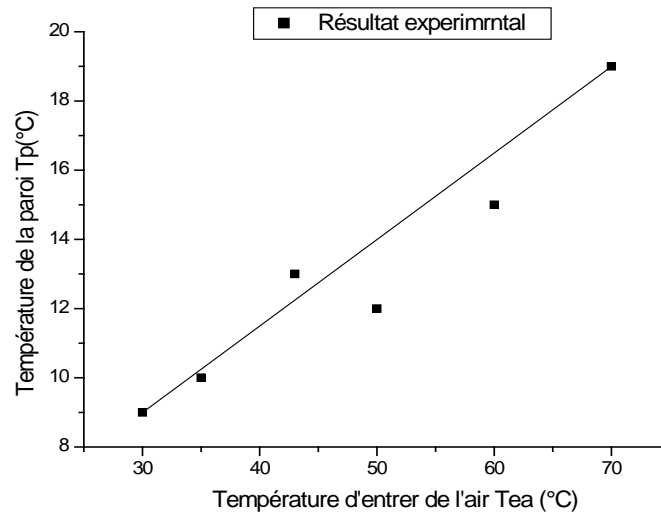


Figure 4.10 : Evaluation de T_p en fonction de T_{eair}

La Figure (4.10) représente la variation de température de la paroi en fonction de température d'entrée d'air et la courbe est similaire à la courbe du figure 4.9 (ligne droit) : linéaire et croissante.

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 $\Delta T = 1$ °C.
- le thermomètre à infrarouge : l'incertitude de mesure est égale $\Delta T = (1 \text{ à } 2)$ °C
- la difficulté d'utilisé le thermomètre à infrarouge (visé et lire)

4-3- Comparaison des résultats.

4.3.1- Température de la paroi T_p :

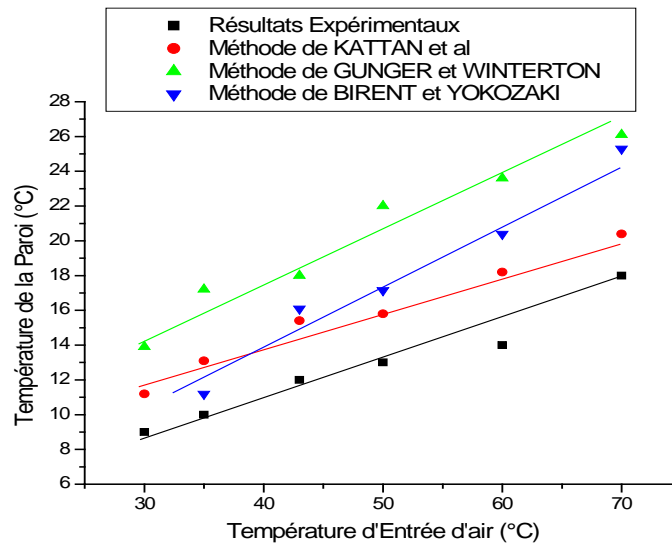


Figure 4.11 Comparaison des résultats de modélisation et expérimentaux concernant la température de paroi – pour les trois méthodes.

La figure (4.11) précédent représente une comparaison entre les résultats de modélisation obtenus à l'aide d'un programme élaboré à partir des trois méthodes (Méthode de Kattan et al, Méthode de Gungger et Winterton et Méthode de Birent et Yokozaki) et les résultats expérimentaux concernant la température de la paroi,

Cette comparaison nous a permis de conclure ce qui suit :

- La comparaison, des résultats obtenus par la méthode de **Kattan et al** et les résultats expérimentaux donne :

Un écart minimal entre les deux courbes égale à $\Delta T_{\min} \approx 9 \text{ }^\circ\text{C}$, et un écart maximal de $\Delta T_{\max} \approx 12.3 \text{ }^\circ\text{C}$ et l'erreur moyenne est de $\Delta T_{\text{MOY}} = (\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}) * (1/\Delta T_{\max}) = 0.2682$ (26.82%)

- La comparaison, des résultats obtenus par la méthode de **Gungger et Winterton** et les résultats expérimentaux, donne :

Un écart minimal entre les deux courbes de $\Delta T_{\min} \approx 9 \text{ }^\circ\text{C}$ et un écart maximal de $\Delta T_{\max} \approx 16.48 \text{ }^\circ\text{C}$ et l'erreur moyenne est de $\Delta T_{\text{MOY}} = (\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}) * (1/\Delta T_{\max}) = 0.4538$ (45.38%)

- La comparaison des résultats obtenus par la méthode de **Birent et Yokozaki** et les résultats expérimentaux, donne :

CHAPITRE -4-

Un écart minimal entre les deux courbes de $\Delta T_{\min} \approx 9 \text{ }^\circ\text{C}$, et un écart maximal de $\Delta T_{\max} \approx 20.17 \text{ }^\circ\text{C}$ et l'erreur moyenne est de $\Delta T_{\text{MOY}} = (\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}) * (1/\Delta T_{\max}) = 0.5537$ (55.37%).

On peut voir, ainsi que, pour toutes les corrélations utilisées, l'écart entre les résultats expérimentaux et ceux issus de la modélisation reste assez élevé et que les meilleurs résultats sont obtenus à l'aide la méthode de Kattan et al.

Les écarts sont dus à plusieurs facteurs. D'un côté, les résultats des mesures sont entachés d'erreurs et, d'autre part, dans les calculs de modélisations plusieurs hypothèses simplificatrices ont été utilisées.

4.3.2- Température de sortie de l'air T_{sa} :

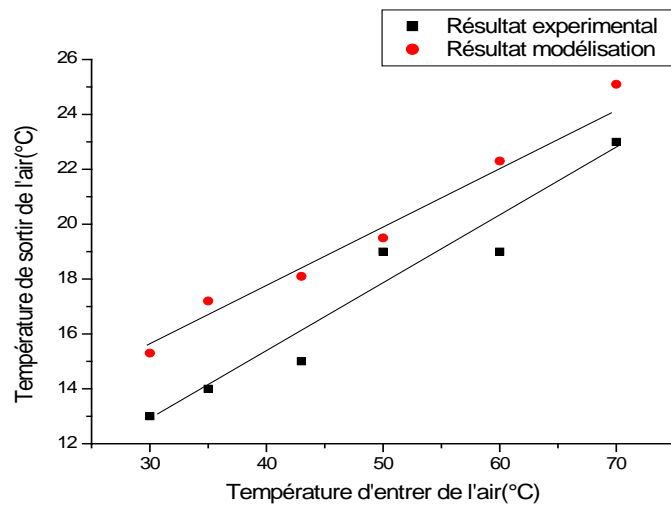


Figure 4.12 Comparaison des résultats de modélisation et expérimentaux concernant la température de sortie de l'air

La figure (4.12) montre la comparaison entre les résultats de modélisation et les résultats expérimentaux concernant la température de sortie de l'air. Dans cette figure, la courbe de modélisation est légèrement au-dessus de la courbe d'expérimentale. En plus, lorsque la température de l'air à l'entrée augmente, l'écart diminue.

4.3.3- Coefficient d'échange global U :

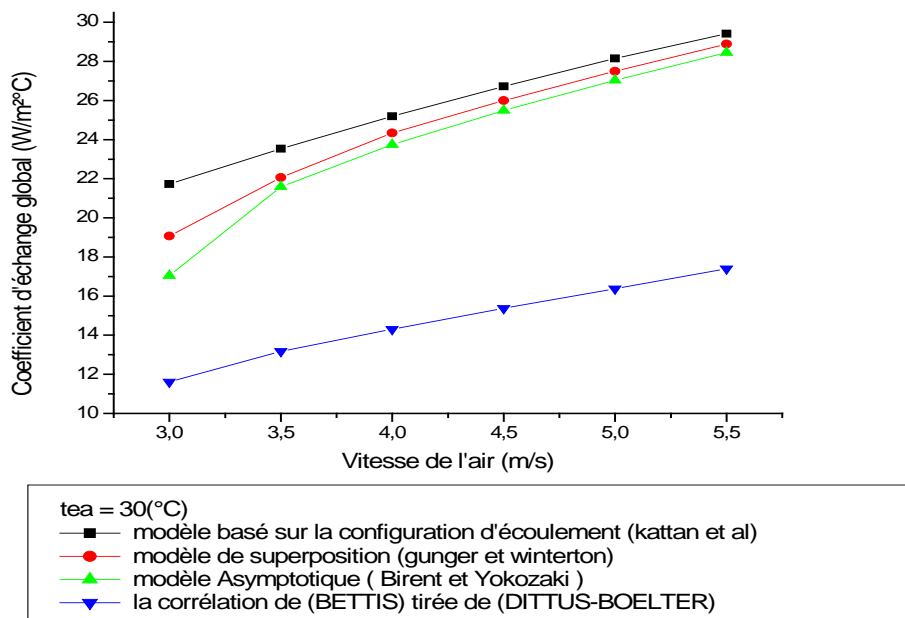


Figure 4.13 Comparaison de coefficient d'échange global U avec quatre méthodes.

Les deux premiers modèles donnent une contribution de deux coefficients d'échange, le coefficient d'échange convectif de la phase liquide h_l multiplié à un facteur de correction F, et le coefficient d'échange en ébullition nucléé h_{en} qui lui même multiplié à un facteur de suppression S. Ces deux méthodes donnent des résultats moins importants que la méthode de *KATTAN et AL*.

Pour la méthode BETTIS tirée de *DITTUS –BOELTER*, Le coefficient d'échange intérieur varié en fonction de titre de vapeur cette méthode donne la contribution de la phase liquide unique, ce qui conduit à des mauvais résultats concernant le coefficient d'échange global.

Le modèle basé sur les configurations d'écoulement (Méthode de *KATTAN et Al*) prend en considération quatre catégories d'écoulements dominants qui sont le régime stratifié, stratifié à vague, annulaire et dispersé, cette méthode donne des résultats plus proches aux résultats expérimentaux que les autres modèles. La transition de régime à l'autre est caractérisée par des paramètres qui contrôlé ce passage

Sachant que le passage de régime stratifié au régime stratifié à vague caractérise par deux vitesse d'écoulement maximale et minimale .et une angle de stratification qui apparaît sous l'influence des forces de gravité cette angle est nul au régime annulaire par contre au régime dispersé est maximale et correspond le maximum de titre de vapeur.

CHAPITRE -4-

Le modèle basé sur les configurations d'écoulement donne meilleurs résultats concernant le coefficient d'échange global et mettre en évidence la contribution de trois phases : la phase liquide, la phase de nucléation et la phase vapeur.

Conclusion générale :

*Le présent travail avait pour objectif de contribuer à améliorer les connaissances des écoulements et de transfert de chaleur des fluides purs à changement de phase liquide -vapeur par l'utilisation d'un échangeur de chaleur type évaporateur d'un climatiseur modèle **2CV ENIEME**.*

L'analyse des données de la littérature concernant la thermo physique de ces fluides dans les échangeurs montre des lacunes importantes en terme de méthode prédictive pour les calculs des coefficients de transfert de chaleur et des pertes de pression.

Il est claire que la diversité des paramètres thermo physiques peut induire une large variété de régime d'écoulement ; par ailleurs les mécanismes de transfert thermique restent complexes puisqu'ils intégrant des mécanismes convectifs entre les phases de fluide et entre le fluide chargé et la paroi, mais également par conduction au sein même de la paroi, l'absence de méthode générale est partiellement compensé par l'existence de la corrélations qui restent d'une portée limitée.

Les mécanismes de transfert de chaleur entre les milieux intérieur et extérieur ont été modélisés en régime permanent. Et les résultats obtenus nous permis d'identifier les paramètres prépondérants pendant le transfert thermique entre les milieux intérieur et extérieur et d'expliquer le rôle joué par le changement de phase dans l'amélioration des échanges.

Ainsi ces résultats mettent en évidence la superposition de deux effets sur l'amélioration de coefficient d'échange globale : l'un est lié aux effets convectifs et l'autre aux changements de phase liquide – vapeur.

*Une boucle expérimentale dont l'élaboration a connu diverses essais qui permis d'étudier le comportement thermique d'un fluide en circulation, le fluide étudié est **R22**, l'air extérieur c'est le fluide caloporteur, le banc d'essais est un climatiseur monobloc avec évaporateur à ailette, en tubes arrangés en quinconce cette dispositif permis d'améliorer l'échange thermique.*

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).*
- le modèle basé sur les configurations d'écoulement.*

On a conclu que le dernier modèle basé sur les configurations d'écoulement offre des performances supérieures aux autres modèles, en comparaison avec les résultats expérimentaux.

*Donc on peut dire que le modèle mieux adapté pour les calculs thermiques c'est le modèle basé sur la configuration d'écoulement méthode de **Kattan et al.***

Annexe 1.**Méthodes DTLM et NTU****1. Différence de température logarithmique moyenne**

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

$$\delta\dot{Q} = U(T_1 - T_2)dS$$

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 :

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

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. Et, on considère le cas d'un évaporateur à contre-courant.

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 :

$$\delta\dot{Q} = \dot{m}c_p dT$$

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 :

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

Où T est la température variable du fluide secondaire et T_0 est la température constante du fluide frigorigène.

Les deux quantités étant égales, alors :

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

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 T_0 , U et $\dot{m}c_p$ sont des constantes, l'intégration donne simplement :

$$\text{Ln} \frac{T_s - T_0}{T_e - T_0} = \frac{US}{\dot{m}c_p}$$

La puissance totale échangée est, par ailleurs, donnée par $q = \int_e^s \delta \dot{Q} = \int_{T_e}^{T_s} \dot{m}c_p dT = \dot{m}c_p (T_s - T_e)$

La combinaison de ces deux dernières relations conduit

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

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

$$\Delta T_{lm} = \frac{T_s - T_e}{\text{Ln} \frac{T_s - T_0}{T_e - T_0}}$$

On obtient :

$$q = US \times \Delta T_{lm}$$

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.

En plus, 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

$$q = FUS \times \Delta T_{lm}$$

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 [22], nous avons ainsi :

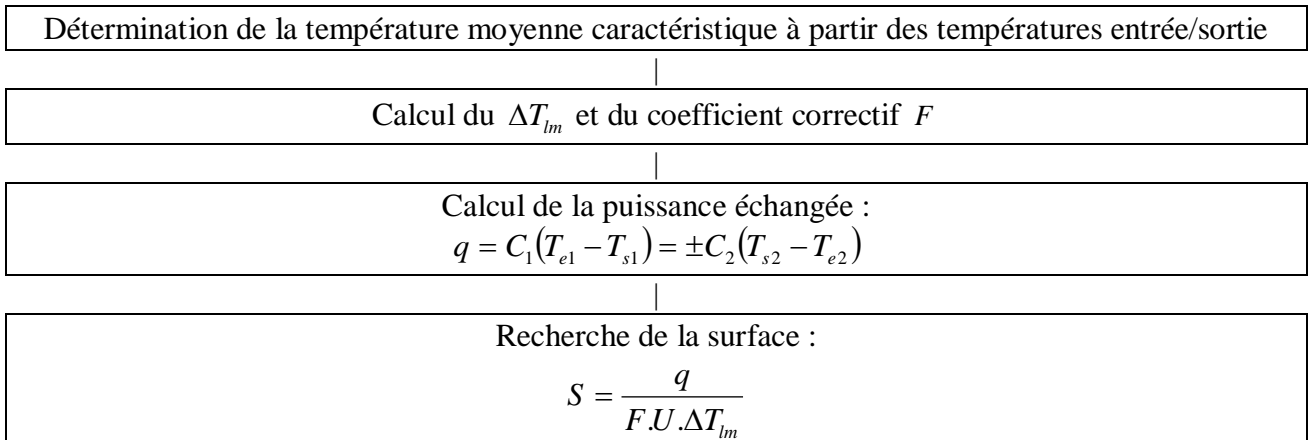
$$P = \frac{ts - te}{Te - te} \quad \text{et} \quad R = \frac{(m cp)_t}{(m cp)_T} = \frac{Te - Ts}{ts - te}$$

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.

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



2. La méthode de NUT "nombre d'unité de transfert"

Pour un écoulement parallèle, nous avons :

$$\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ci} - T_{fi}} = -\frac{UA}{C_f} \left(1 + \frac{C_f}{C_c} \right)$$

Ainsi, on peut calculer la température de sortie du fluide chaud par la relation suivante :

$$T_{cs} = T_{ce} - \frac{C_f}{C_c} (T_{fs} - T_{fe})$$

En introduisant quelques simplifications, on obtient :

$$\ln \frac{T_{ce} - T_{fe} + T_{fe} - T_{fs} - \frac{C_f}{C_c} (T_{fs} - T_{fe})}{T_{ce} - T_{fe}} = -\frac{UA}{C_f} \left(1 + \frac{C_f}{C_c}\right)$$

$$\ln \left[1 - \left(1 + \frac{C_f}{C_c}\right) \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \right] = -\frac{UA}{C_f} \left(1 + \frac{C_f}{C_c}\right)$$

Si on utilise la définition de l'efficacité de l'échangeur ε :

$$\varepsilon = \frac{\phi}{\phi_{\max}} = \frac{C_f (T_{fs} - T_{fe})}{C_{\min} (T_{ce} - T_{fe})} \rightarrow \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \varepsilon \frac{C_{\min}}{C_f}$$

On tire donc l'efficacité de l'échangeur ε pour un écoulement parallèle :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp \left[-\frac{UA}{C_f} \left(1 + \frac{C_f}{C_c}\right) \right]}{\left(1 + \frac{C_c}{C_f}\right) \frac{C_{\min}}{C_f}}$$

Si, on pose C_c ou C_f égale à C_{\min} et UA/C_{\min} égale à NUT :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp \left[-NUT \left(1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \right]}{\left(1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)}$$

De la même façon, on peut déduire l'efficacité de l'échangeur en écoulement contre courant :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp \left[-NUT \left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \right]}{1 - \left(\frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \exp \left[-NUT \left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \right]}$$

Ainsi, on peut déduire ε en fonction des températures des fluides :

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_c C_{p_c} (T_{ce} - T_{cs})}{(\dot{m}Cp)_{\min} (T_{ce} - T_{fe})} \quad \text{Ou bien} \quad \varepsilon = \frac{\dot{m}_f C_{p_f} (T_{fs} - T_{fe})}{(\dot{m}Cp)_{\min} (T_{ce} - T_{fe})}$$

$$NUT = \frac{US}{C_{\min}}, \quad C_{\min} = (mCp)_{\min}$$

$$C_{\max} = (mCp)_{\max}$$

Propriétés thermo physiques des fluides.

1- Propriétés thermo physiques de l'air sec.

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

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

Avec

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

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

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

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 :

$$c_{pa} = a.T^3 + b.T^2 + c.T + d$$

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 ($^{\circ}\text{C}$), avec une incertitude relative maximale de 0,8%, par la relation :

$$\mu_a = a.T^2 + b.T + c$$

Avec :

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

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

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

- **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

$$\lambda_a = a. T^2 + b. T + c$$

Avec

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

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

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

Les données mécaniques et thermo physiques de l'air :

	Pair (atm)	Teair (°C)	Tsair (°C)	ρ_{air} (kg/m ³)	Cpair (J/kg°C)	S _{fr} (m ²)	Gair (kg/s)	Vair (m/s)
Air	1	30	13	1,23	1,0056	0,05	0.17475	3.0

2- Propriétés thermo physiques pour le fluide frigorigène R22.

Propriétés thermo physiques de R22:

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.

La puissance frigorifique est donnée par la formule suivante :

$$q = G_a \cdot c_{p_a} \Delta t_a = G_{r22} L_{v,r22}$$

Avec :

$$G_a = V_a S_{fr} \rho_a$$

Fluide R22

	P (bar)	Tsat (°c)	ρ_l (kg/m ³)	ρ_v (kg/m ³)	Δh (j/kg)	Cp _l (j/kg°C)	Cp _v (j/kg°C)	μ_l *10 ⁻⁶ (Pa.s)	μ_v *10 ⁻⁶ (Pa.s)
R22	4	-5	1298	18.070	209320	1159	722,5	222	16,6
	Pcirt (bar)	Tcrit (c°)	λ_l (w/m.k)	λ_v (w/m.k)	σ (N/m)	M (g/mol)	G (kg/s)	V (m/s)	
R22	49.8	96.1	0.0982	0,00927	0.0063	86.84	0.0154	0.1982	

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

$$\text{Avec: } Ga = Va S_{ref} \rho_a = (3) \cdot (0.005) \cdot (1,23) = 0,169 \text{ (Kg/s)}$$

$$Gr_{22} = \frac{Ga c_{p_a} \Delta t_a}{L v_{r22}} = \frac{(0,169) \cdot (1.005) \cdot (30-13)}{209.32} = 0,0154 \text{ (Kg/s)}$$

$$Gr_{22} = \rho v_{r22} S \quad \text{D'ou } v_{r22} = \frac{Gr_{22}}{\rho S} = \frac{0,169}{(1298)(\pi/4)(0.0084)^2} = 0.21 \text{ (m/s)}.$$

La vitesse du fluide R22

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

1- 1^{er} Programme : Modèle basé sur la configuration d'écoulement

```

external cpair,ctair,vdair,xmvair
integer na,nr,nt
double precision hext,Ree,Pre,nue
common/geom/xdi,xde,xea,na,xpl,xpt,nr,nt,xl,xpa,xecu,pi
realctIR22,ctvR22,cplR22,cpvR22,xmvlR22,xmvrR22,vdlR22,vdvR22,tsatR22,tcrtR22,teR22,
pcrtR22,pR22,xmR22,lr22,snett,s0,si,st,sa,efg,efa,ts0,tea,xma,pa,ctg,ctcu
realhint,h4,h3,h2,h1,hv,hl,hmo,RevR22,ReIR22,tetast1,tetast,tetamo,tetas,temx,xd,q,vm,xh,sv,
sl,svp,qcrt,g1,g2,f,dpf1,dpf11,dpf12,dpv,dpl,dpf2,dpfR22,xF,ft1,ft2,ts,tv,vlR22,vvR22
real xplh,xdh,Reeh,vetr,fe,dpa,phil,phig,hum,hea,hsa,happ,m,l,n0

!*****donnée géométrique *****
dataxdi/0.0084/,xde/0.0094/,xpa/0.004/,xea/0.0004/,na/254/,xpl/0.025/,xpt/0.025/,nr/4/,nt/52/,x
l/0.56/,xecu/0.001/,ctal/180.0/,xeg/0.0015/,ctcu/384.0/,teR22/10.0/,tea/30.0/,ctg/0.326/
,ctvR22/0.00927/,ctIR22/0.0982/,pR22/4/,tcrtR22/96.1/
datavdvR22/18.09/,pcrtR22/49.8/,mxR22/86.48/,q/600.0/,IR22/209320.0/,pa/1.0/,xma/0.17475/
,ts0/0.06123/,tsatR22/-5/,xmR22/0.01426/
data cplR22/1159/,cpvR22/722.5/,xmvlR22/0.000222/,xmvrR22/0.0000116/,vdlR22/1298.0/

!*****calcul les surfaces d'échanges *****
pi=3.1415926
!calcul de surface exterieur lisse par mètre de tube s0!
s0=pi*xde
!calcul de surface inteieur par mètre de tube si!
si=pi*xdi
!calcul de suface de d'ailette par mètre de tube sa!
n0=1./(xea+xpa)
sa=2.*n0*(xpt*xpl-pi*xde**2/4)
!calcul de surface nette par mètre de tube snett!
snett=pi*xde*(1.-n0*xea)
!calcul de surface total par mètre de tube st!
st=sa+snett

***** programme principal *****

va=3.
do i=1,6,1
tsa0=25.
100 hsa=(tsa0+273.15)*cpsair(tsa0)
hea=(tea+273.15)*cpeair(tea)
!calcul la température moyen de l'air tma
tma=(tea+tsa0)/2.
!calcul la température de paroi approximative
tp=(tma+tsatR22)/2.
!calcul le coefficient d'échange extérieur hext !
hum=(hea-hsa)/(cpair(tma)*(tea-tsa0))
pld=xpl/xde
ptd=xpt/xde
a=0.5*(2*ptd+1)**0.5
if (pld>a)then

```

```

vetr=va/(1-((xde/xpl)+(xea/(xea+xpa))*(1-(xde/xpl))))
Ree=xde*vetr/vdair(tma,pa)
if(Ree>2300)then
Pre=xmvair(tma,pa)*cpair(tma)/ctair(tma,pa)
nue=0.45*Ree**(0.625)*(st/s0)**(-0.735)*Pre**(0.33)
else
write(*,*)'hors domaine'
end if
hext=nue*ctair(tma,pa)/xde
write(*,*)'hext=',hext
psi=1.28*(xpt/xde)*((xpt/xpl-0.2)**(0.5))
phi=(psi-1)*(1+0.35*ALOG(psi))
l=phi*xde/2
m=(2*hext/(ctal*xea))**(0.5)
efa=TANH(m*1)/(m*1)
phil=sa/st
phig=snett/st
happ=hum*hext*(phig+efa*phil)
write(*,*)'happ=',happ
end if
!calcul le coefficient d'échange intérieur hint!
x=0.24
RelR22=((xmR22/si*vdIR22)*(1-x)*xdi)/xmvIR22
write(*,*)'RelR22=',RelR22
if (RelR22>10000)then
ts=ts0*(1-(tsatR22/tcrtR22))
x=0.3
tv=(x/vdvR22)*((1+0.12*(1-x)*((x/vdvR22)+(1-x)/vdIR22))+((1.18*(1-x)*(9.81*ts*
(vdvR22- vdIR22))**(1/4))/((xmR22/si)*vdIR22**(0.5))))**(-1)
tetast1= 2*(pi-(1/cos (2*tv-1)))
xd=pi*xdi*(1-tv)/(2*(2*pi-tetast1))
RelR22=4*(xmR22/si*vdIR22)*(1-x)*xd/((1-tv)*xmvIR22)
PrIR22=cplR22*xmvIR22/ctlR22
hl=0.0133*(ctlR22/xdi)*RelR22**(0.69)*PrIR22**(0.4)
pr=pR22/pcrtR22
hen=55*pr**(0.12)*(-0.4343*log(pr))**(-0.55)*mxR22**(-0.5)*q**(0.62)
hmo=((hen)**(3)+hl**(3))**1./3
RevR22=(xmR22/si)*(x)*xdi/(tv*xmvrR22)
PrvR22=cpvR22*xmvrR22/ctvR22
hv=0.023*(ctvR22/xdi)*RevR22**(0.8)*PrvR22**(0.4)
h1=(tetast1*hv+(2*pi-tetast1)*hmo)/2*pi
x=0.48
tv=(x/vdvR22)*((1+0.12*(1-x)*((x/vdvR22)+(1-x)/vdIR22))+((1.18*(1-x)*
(9.81*ts*(vdvR22-vdIR22))**(1/4))/((xmR22/si)*vdIR22**(0.5))))**(-1)
tetast= 2*(pi-(1/cos(2*tv-1)))
vm=xmR22/si
tetamo=2*pi-tetast1
xh=(xdi/2)*(1-cos(tetamo/2))
sl=si*(1-tv)
sv=si-sl
svp=sv/xdi**2

```

```

slp=sl/xdi**2
qcrt=0.131*vdvR22**(0.5)*IR22*(9.81*(vdlR22-vdvR22)*ts)**(0.25)
g1=646*(q/qcrt)**(2)+64.8*(q/qcrt)
g2=18.8*(q/qcrt)+1.023
vmmax=((16*svp**(3)*9.81*xdi*vdlR22*vdvR22/pi**(2)*x**(2)*(1-(2*xh-1)**(2))**(0.5))
*((pi**(2)/25*xh**(2))*(1-x)**(g1)*(ts/9.81*xdi**(2)*vdlR22)**(g2)+1))**(0.5)+50
vmmin=((51212*slp*svp**(2)*vdvR22*(vdlR22-vdvR22)*xmvLR22*9.81)
/(pi**(3)*x**(2)*(1-x))**(0.33)
tetast=(vmmax-vm)/(vmmax-vmmin)
xd=pi*xdi*(1-tv)/(2*(2*pi-tetas))
RelR22=4*(xmR22/si)*(1-x)*xd/((1-tv)*xmvLR22)
PrIR22=cplR22*xmvLR22/ctLR22
hl=0.0133*(ctLR22/xdi)*RelR22**(0.69)*PrIR22**(0.4)
pr=pR22/pcrtR22
hen=55*pr**(0.12)*(-0.4343*log(pr))**(-0.55)*mxR22**(-0.5)*q**(0.62)
hmo=((hen)**(3)+hl**(3))**1./3
RevR22=(xmR22/si)*(x)*xdi/(tv*xmvrR22)
PrvR22=cpvR22*xmvrR22/ctvR22
hv=0.023*(ctvR22/xdi)*RevR22**(0.8)*PrvR22**(0.4)
h2=(tetast*hv+(2*pi-tetas)*hmo)/2*pi
xd=pi*xdi*(1-tv)/(2*(2*pi))
RelR22=4*(xmR22/si*vdlR22)*(1-x)*xd/((1-tv)*xmvLR22)
PrIR22=cplR22*xmvLR22/ctLR22
hl=0.0133*(ctLR22/xdi)*RelR22**(0.69)*PrIR22**(0.4)
pr=pR22/pcrtR22
hen=55*pr**(0.12)*(-0.4343*log(pr))**(-0.55)*mxR22**(-0.5)*q**(0.62)
hmo=((hen)**(3)+hl**(3))**1./3
h3=hmo
x=0.9
xmax=0.83
tv=(x/vdvR22)*((1+0.12*(1-x)*((x/vdvR22)+(1-x)/vdlR22))+((1.18*(1x)*(9.81*ts*(vdvR22-
vdlR22))**(1/4))/((xmR22/si)*vdlR22**(0.5))))**(-1)
tetast= 2*(pi-(1/cos(2*tv-1)))
sl=si*(1-tv)
sv=si-sl
svp=sv/xdi**2
slp=sl/xdi**2
f=(1.138+2*log(pi/1.5*slp))**(-2)
vmmax=((7680*svp**(2)*9.81*xdi*vdlR22*vdvR22/x**(2)*pi**(2)*f)*(ts/9.81*xdi**(2)*vdl
R22))**(0.5)
vmmin=((51212*slp*svp**(2)*vdvR22*(vdlR22-vdvR22)*xmvLR22*9.81)
/(pi**(3)*x**(2)*(1-x))**(0.33)
temx=(tetast*(vmmax-250))/(vmmax-vmmin)
tetast=temx+((2*pi-tetast)*(x-xmax)/(1-xmax))
xd=pi*xdi*(1-tv)/(2*(2*pi-tetast))
RelR22=4*(xmR22/si*vdlR22)*(1-x)*xd/((1-tv)*xmvLR22)
PrIR22=cplR22*xmvLR22/ctLR22
hl=0.0133*(ctLR22/xdi)*RelR22**(0.69)*PrIR22**(0.4)
pr=pR22/pcrtR22
hen=55*pr**(0.12)*(-0.4343*log(pr))**(-0.55)*mxR22**(-0.5)*q**(0.62)
hmo=((hen)**(3)+hl**(3))**1./3

```



```

RevR22=(xmR22/si)*(x)*xdi/(tv*xmvvR22)
PrvR22=cpvR22*xmvvR22/ctvR22
hv=0.023*(ctvR22/xdi)*RevR22**(0.8)*PrvR22**(0.4)
h4=(tetast*hv+(2*pi-tetast)*hmo)/2*pi
hint=h1+h2+h3+h4
write(*,*)'hint=',hint
else
write(*,*)'hors domaine'
end if
!calcul de l efficacite global efg!
efg=1.-((1.-efa)*sa/st)
!calcul du coeff.global d echange xkg!
xkg=1./((1./(efg*happ))+(xecu/ctcu)+(xeg/ctg)+(st/si)*(1./hint))
write(*,*)'xkg=',xkg
!calcul la valeur de c!
c=xkg*st*nt
! calcul de NUT et l'efficacité d'échangeur efe!
cmin= xma*cpair(tma)
cmax= xmR22*cplR22
if (xma*cpair(tma)< xmR22*cplR22)then
!write(*,*)'cmin=',xma*cpair(tma) ,'cmax=', xmR22*cplR22
else
!write(*,*)' cmax=',xma*cpair(tma) ,'cmin=', xmR22*cplR22
end if
qmax=cmin*(tea-teR22)
NUT=c /cmin
cr= cmin/cmax
efe=(1-exp(-NUT*(1-cr)))/(1-cr*exp(-NUT*(1-cr)))
write(*,*)'efe=',efe
! calcul la puissance réel qr!
qr=efe*qmax
!va=va+0.5
!xmR22=xmR22+0.05
!end do
!calcul de la température.de paroi!
tpr=((194.16*tsatR22)+(220.145*tma))/(194.16+220.145)
if (abs(tpr-tp)>0.05) then
write(*,*)'tpr=',tp
if (tp>tsatR22)then
!calcul la tepérature de sorite de fluide frigorigène tsR22!
!tsR22=teR22+ efe*(tea- teR22)
!write(*,*)'tsR22=',tsR22
!calcul la tepérature de sorite de l'air tsa!
tsa=tea-efe*(tea-teR22)
write(*,*)'tsa=',tsa
if(abs(tsa-tsa0)<0.05)then
tsa0=tsa
goto 100
endif
end if
else

```

```

write(*,*)'évaporateur ne fonction pas'
endif
!calcul les pertes de charge interieurs!
!calcul les pertes de charge dynamique dpm!
x=0.24
ts=ts0*(1-(tsatR22/tcrtR22))
tv=(x/vdvR22)*((1+0.12*(1-x)*((x/vdvR22)+(1-x)/vdlR22))+((1.18*(1-x)*(9.81*ts
*(vdvR22-vdlR22))**(1/4))/((xmR22/si)*vdlR22**(0.5))))**(-1)
dpf11=(xmR22/si)**(2)*((x**(2)/(vdvR22*tv))+((1-x)**(2)/(vdlR22*(1-tv))))
!pertes de pression due au coude dpm2!
vlR22=xmR22/(si*vdlR22)
dpf12=(3/2)*vlR22**(2)*vdlR22/9.81
dpf1=dpf11+dpf12
!calucl les de charges due aus frottement dpft!
ReIR22=((xmR22/si)*(1-x)*xdi)/(xmvIR22)
ft1=(0.079)/(ReIR22**(0.25))
dpl=4*ft1*(xl/xdi)*((xmR22/si)**(2)/(2*vdlR22))
vvR22=xmR22/(si*vdvR22)
RevR22=(vvR22*vdvR22*(x)*xdi)/(xmvvR22)
ft2=0.079/(RevR22**(0.25))
dpv=4*ft2*(xl/xdi)*((xmR22/si)**(2)/(2*vdvR22))
xF=dpl+2*(dpv-dpl)*x
dpf2=xF*(1-x)**(1/3)+dpv*x**(2)
!calcul les perte total !
dpfR22= dpf1 + dpf2
write(*,*)'dpfR22=',dpfR22
!calcul les pertes de charges extérieurs !
xdh=2*nt*(sqrt(xpt**2+xpl**2)-xde)*xpa/((sqrt(xpt**2+xpl**2)-xde)+xpa)
xplh=xpl/xdh
vetr=va/(1-(xde/xpl))*(1+xea/(xea+xpa))
Reeh=xplh*vetr/vdair(tma,pa)
if (Reeh>400)then
if(Reeh<100000)then
if(xplh>=4)then
fe=(150/Reeh+1.8*reeh**(-0.2))*xplh**(0.35)
else
fe=(13.5*reeh**(-0.3))*xplh**(-0.42)
endif
end if
endif
dpa=4*fe*(va**2)/(2*9.81)*(0.1/xdh)
write(*,*)'dpa=',dpa
va=va+0.5
xmR22=xmR22+0.05
continue
end do
end

```

***** Les sous programmes *****

!*****sous programme : calcul de la conductivité thermique de l'air pour $-90 < t_{ma} < 400$ *** !

```

function ctair(tma,pa)
real ctair,tma,pa,tabs,a,b,c
tabs=tma+273.15
if((tabs>180).and.(tabs<673.15)) then
a=4.72222e-15*pa -3.42822e-8
b=-5.16667e-12*pa +9.86567e-5
c=1.69533e-9*pa -3.0333e-4
ctair=a*tabs**(2)+b*tabs+c
else
write(*,*)'temp.hors domaine d utilisation pour ctair',tma
stop
endif
return
end

```

!***** sous programme : calcul la capacité thermique à tma) ***** !

```

function cpair(tma)
real cpair,tma,tabs,a,b,c,d
tabs=tma+273.15
a=-0.02973e-5
b=0.07442e-2
c=-0.33189
d=1046.94
if((tabs>275).and.(tabs<600))then
cpair=a*tabs**(3)+b*tabs**(2)+c*tabs+d
else
write(*,*)'temp.hors domaine d utilisation pour cpsair',tma
endif
return
end

```

!***** sous programme : calcul la capacité thermique à tsa0) ***** !

```

function cpsair(tsa0)
real cpsair,tsa0,tabs,a,b,c,d
tabs=tsa0+273.15
a=-0.02973e-5
b=0.07442e-2
c=-0.33189
d=1046.94
if((tabs>275).and.(tabs<600))then
cpsair=a*tabs**(3)+b*tabs**(2)+c*tabs+d
else
write(*,*)'temp.hors domaine d utilisation pour cpsair',tsa0
endif
return
end

```

```

!*****Sous programme : calcul la capacité thermique à (tea) ***** !
function cpeair(tea)
real cpeair,tea,tabs,a,b,c,d
tabs=tea+273.15
a=-0.02973e-5
b=0.07442e-2
c=-0.33189
d=1046.94
if((tabs>275).and.(tabs<600))then
cpeair=a*tabs**(3)+b*tabs**(2)+c*tabs+d
else
write(*,*)'temp.hors domaine d utilisation pour cpeair',tea
endif
return
end

```

! *****sous programme : calcul de la masse volumique de l'air pour:-90<tma<1000°C

```

function xmvair(tma,pa)
real xmvair,tma,pa,tabs,z
tabs=tma+273.15
if((tabs>180.).and.(tabs<350.)) then
z=1.-1.e-7*pa*1.e-5*(tabs-350.):**2
else
if((tabs>=350.).and.(tabs<=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

```

! *****Sous programme : calcul de la viscosité dynamique de l'air pour:0<tma<400°C *****!

```

function vdair(tma,pa)
real vdair,tma,pa,tabs,a,b,c
tabs=tma+273.15
if((tabs>273.15).and.(tabs<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**(2)+b*tabs+c
else
write(*,*)'temp.hors domaine d utilisation pour vdair',tma
stop
endif
return
end

```


2- 2^{ème} Programme : Modèle asymptotique

:

external cpair,ctair,vdair,xmvair

integer na,nr,nt

double precision hext,Ree,Pre,nue

common/geom/xdi,xde,xea,na,xpl,xpt,nr,nt,xl,xpa,xecu,pi

realctIR22,cplR22,xmvlR22,xmvrR22,vdlR22,vdvR22,tsatR22,tcrtR22,teR22,pcrtR22,pR22,x

mR22,snett,s0,si,st,sa,efg,efa,ts0,tea,xma,pa,ctg,ctcu

real hint,ReIR22,PrIR22,FrI,xtt,q,hl,dpf1,dpf11,dpf12,dpv,dpl,dpf2,dpfR22,xF,ft1,ft2,ts,tv

real xplh,xdh,Reeh,vetr,fe,dpa,phil,phig,hum,hea,hsa,happ,m,l,n0,pr,A,B

!***** donnée géométrique *****

dataxdi/0.0084/,xde/0.0094/,xpa/0.004/,xea/0.0004/,na/254/,xpl/0.025/,xpt/0.025/,nr/4/,nt/52/,x
l/0.56/,xecu/0.001/,ctal/180.0/,xeg/0.0015/,ctcu/384.0/,teR22/10.0/,tea/30.0/,ctg/0.326/,ctIR22/
0.09830/,pR22/4/,tcrtR22/96.1/

datapcrtR22/49.8/,mxR22/86.48/,q/600.0/,pa/1.0/,xma/0.17475/,ts0/0.06123/,tsatR22/-
5/,xmR22/0.01426/

data cplR22/1158/,xmvlR22/0.000222/,xmvrR22/0.0000116/,vdIR22/1298.4/,vdvR22/18.098/

!***** calcul les surfaces d'échanges *****

pi=3.1415926

!calcul de surface exterieur lisse par mètre de tube s0!

s0=pi*xde

!calcul de surface inteieur par mètre de tube si!

si=pi*xdi

!calcul de surface de d'ailette par mètre de tube sa!

n0=1./(xea+xpa)

sa=2.*n0*(xpt*xpl-pi*xde**2/4)

!calcul de surface nette par mètre de tube snett!

snett=pi*xde*(1.-n0*xea)

!calcul de surface total par mètre de tube st!

st=sa+snett

!***** programme principale *****

va=3.

do i=1,6,1

tsa0=25.

100 hsa=(tsa0+273.15)*cpsair(tsa0)

hea=(tea+273.15)*cpeair(tea)

!calcul la température moyen de l'air tma

tma=(tea+tsa0)/2.

!calcul la température de paroi approximative

tp=(tma+tsatR22)/2.

! calcul le doefficient d'échange extérieur hext !

hum=(hea-hsa)/(cpair(tma)*(tea-tsa0))

```

pld=xpl/xde
ptd=xpt/xde
a=0.5*(2*ptd+1)**0.5
if (pld>a)then
vetr=va/(1-((xde/xpl)+(xea/(xea+xpa))*(1-(xde/xpl))))
Ree=xde*vetr/vdair(tma,pa)
if(Ree>2300)then
Pre=xmvair(tma,pa)*cpair(tma)/ctair(tma,pa)
nue=0.45*Ree**(0.625)*(st/s0)**(-0.735)*Pre**(0.33)
else
write(*,*)'hors domaine'
end if
hext=nue*ctair(tma,pa)/xde
write(*,*)'hext=',hext
psi=1.28*(xpt/xde)*((xpt/xpl-0.2)**(0.5))
phi=(psi-1)*(1+0.35*ALOG(psi))
l=phi*xde/2
m=(2*hext/(ctal*xea))**(0.5)
efa=TANH(m*l)/(m*l)
write(*,*)'efa=',efa
phil=sa/st
phig=snett/st
happ=hum*hext*(phig+efa*phil)
write(*,*)'happ=',happ
end if
!calcul le coefficient d'échange intérieur hint!
x=0.24
ReIR22=((xmR22/si*vdIR22)*(1-x)*xdi)/xmvIR22
if (ReIR22>10000)then
PrIR22=xmvIR22*cpIR22/ctIR22
hl=0.023*(ctIR22/xdi)*ReIR22**(0.8)*PrIR22**(0.4)
xtt=((1-x)/x)**(0.9)*(vdIR22/vdvR22)**(0.5)*(xmvIR22/xmvrR22)
Frl=((xmR22**(2))/(9.81*xdi*vdIR22**(2)))
if (Frl>0.25)then
B=2.838*Frl**(0.2)*(0.29+(1/xtt))**(0.85)
else
B=2.15*hl*(0.29+(1/xtt))**(0.85)
end if
else
write (*,*)'hors domaine'
end if
pr=pR22/pcrtR22
A=55*pr**(0.22)*(-0.4343*log(pr))**(-0.55)*mxR22**(-0.5)*q**(0.67)
hint =(A**(2.5)+B**(2.5))**(0.4)
write(*,*)'hint=',hint
!calcul de l efficacite global efg!
efg=1.-((1.-efa)*sa/st)
!calcul du coeff.global d echange xkg!
xkg=1./((1./(efg*happ))+(xecu/ctcu)+(xeg/ctg)+(st/si)*(1./hint))
write(*,*)'xkg=',xkg
!calcul la valeur de c!

```

```

c=xkg*st*nt
!calcul de NUT et l'efficacité d'échangeur efe!
cmin= xma*cpair(tma)
cmax= xmR22*cplR22
if( xma*cpair(tma)< xmR22*cplR22)then
!write(*,*)'cmin=',xma*cpair(tma) ,'cmax=', xmR22*cplR22
else
!write(*,*)' cmax=',xma*cpair(tma) ,'cmin=', xmR22*cplR22
end if
qmax=cmin*(tea-teR22)
NUT=c /cmin
cr= cmin/cmax
efe=(1-exp(-NUT*(1-cr)))/(1-cr*exp(-NUT*(1-cr)))
!calcul la puissance réel qr!
qr=efe*qmax
!calcul de la température.de paroi!
tpr=((194.16*tsatR22)+(220.145*tma))/(194.16+220.145)
if (abs(tpr-tp)>0.05) then
write(*,*)'tp=',tpr
if (tp>tsatR22)then
!calcul la tepérature de sorite de fluide frigorigène tsR22!
tsR22=teR22+ efe*(tea-teR22)
write(*,*)'tsR22=',tsR22
!calcul la tepérature de sorite de l'air tsa!
tsa=tea-efe*(tea-teR22)
write(*,*)'tsa=',tsa
if(abs(tsa-tsa0)<0.05)then
tsa0=tsa
goto 100
endif
end if
else
write(*,*)'évaporateur ne fonction pas'
endif
!calcul les pertes de charge interieurs!
!calcul les pertes de charge dynamique dpm!
x=0.24
ts=ts0*(1-(tsatR22/tcrtR22))
tv=(x/vdvR22)*((1+0.12*(1-x)*((x/vdvR22)+(1-x)/vdlR22))+((1.18*(1-x)*(9.81*ts
*(vdvR22-vdlR22))**(1/4))/(xmR22/si)*vdlR22**(0.5))))**(-1)
dpf11=(xmR22/si)**(2)*((x**(2)/(vdvR22*tv))+((1-x)**(2)/(vdlR22*(1-tv))))
!pertes de pression due au coude dpm2!
vlR22=xmR22/(si*vdlR22)
dpf12=(3/2)*vlR22**(2)*vdlR22/9.81
dpf1=dpf11+dpf12
!calucl les de charges due aus frottement dpft!
ReIR22=((xmR22/si)*(1-x)*xdi)/(xmvlR22)
ft1=(0.079)/(ReIR22**(0.25))
dpl=4*ft1*(xl/xdi)*((xmR22/si)**(2)/(2*vdlR22))
vvR22=xmR22/(si*vdvR22)
RevR22=(vvR22*vdvR22*(x)*xdi)/(xmvvR22)

```

```

ft2=0.079/(RevR22**(0.25))
dpv=4*ft2*(xl/xdi)*((xmR22/si)**(2)/(2*vdvR22))
xF=dp1+2*(dpv-dp1)*x
dpf2=xF*(1-x)**(1/3)+dpv*x**(2)
!calcul les perte total !
dpfR22= dpf1 + dpf2
write(*,*)'dpfR22=',dpfR22

!calcul les pertes de charges extérieurs !
xdh=2*nt*(sqrt(xpt**2+xpl**2)-xde)*xpa/((sqrt(xpt**2+xpl**2)-xde)+xpa)
xplh=xpl/xdh
vetr=va/(1-(xde/xpl))*(1+xea/(xea+xpa))
Reeh=xplh*vetr/vdair(tma,pa)
if (Reeh>400)then
if(Reeh<100000)then
if(xplh>=4)then
fe=(150/Reeh+1.8*reeh**(-0.2))*xplh**(0.35)
else
fe=(13.5*reeh**(-0.3))*xplh**(-0.42)
endif
end if
endif
dpa=4*fe*(va**2)/(2*9.81)*(0.1/xdh)
write(*,*)'dpa=',dpa
va=va+0.5
xmR22=xmR22+0.05
continue
end do
end

```

***** Les sous programmes *****

!*****sous programme : calcul de la conductivité thermique de l'air pour :-90<tma<400 *** !

```

function    ctair(tma,pa)
real ctair,tma,pa,tabs,a,b,c
tabs=tma+273.15
if((tabs>180).and.(tabs<673.15)) then
a=4.72222e-15*pa -3.42822e-8
b=-5.16667e-12*pa +9.86567e-5
c=1.69533e-9*pa -3.0333e-4
ctair=a*tabs**(2)+b*tabs+c
else
write(*,*)'temp.hors domaine d utilisation pour ctair',tma
stop
endif
return
end

```


***** sous programme : calcul la capacité thermique à tma) ***** !

```

function cpair(tma)
real cpair,tma,tabs,a,b,c,d
tabs=tma+273.15
a=-0.02973e-5
b=0.07442e-2
c=-0.33189
d=1046.94
if((tabs>275).and.(tabs<600))then
cpair=a*tabs**(3)+b*tabs**(2)+c*tabs+d
else
write(*,*)'temp.hors domaine d utilisation pour cpsair',tma
endif
return
end

```

!***** sous programme : calcul la capacité thermique à tsa0) ***** !

```

function cpsair(tsa0)
real cpsair,tsa0,tabs,a,b,c,d
tabs=tsa0+273.15
a=-0.02973e-5
b=0.07442e-2
c=-0.33189
d=1046.94
if((tabs>275).and.(tabs<600))then
cpsair=a*tabs**(3)+b*tabs**(2)+c*tabs+d
else
write(*,*)'temp.hors domaine d utilisation pour cpsair',tsa0
endif
return
end

```

!***** Sous programme : calcul la capacité thermique à (tea) ***** !

```

function cpeair(tea)
real cpeair,tea,tabs,a,b,c,d
tabs=tea+273.15
a=-0.02973e-5
b=0.07442e-2
c=-0.33189
d=1046.94
if((tabs>275).and.(tabs<600))then
cpeair=a*tabs**(3)+b*tabs**(2)+c*tabs+d
else
write(*,*)'temp.hors domaine d utilisation pour cpeair',tea
endif
return
end

```

! *****sous programme : calcul de la masse volumique de l'air pour:-90<tma<1000°C

```
function xmvair(tma,pa)
real xmvair,tma,pa,tabs,z
tabs=tma+273.15
if((tabs>180.).and.(tabs<350.)) then
z=1.-1.e-7*pa*1.e-5*(tabs-350)**2
else
if((tabs>=350.).and.(tabs<=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
```

! *****Sous programme : calcul de la viscosité dynamique de l'air pour:0<tma<400°C *****

```
function vdair(tma,pa)
real vdair,tma,pa,tabs,a,b,c
tabs=tma+273.15
if((tabs>273.15).and.(tabs<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**(2)+b*tabs+c
else
write(*,*)'temp.hors domaine d utilisation pour vdair',tma
stop
endif
return
end
```


3- 3^{ème} Programme : Modèle de superposition

external cpair,ctair,vdair,xmvair

integer na,nr,nt

double precision hext,Ree,Pre,nue

common/geom/xdi,xde,xea,na,xpl,xpt,nr,nt,xl,xpa,xecu,pi

reallR22,cplR22,xmvlR22,xmvrR22,vdlR22,vdvR22,tsatR22,tcrtR22,teR22,pcrtR22,pR22
,xmR22,lR22,snett,s0,si,st,sa,efg,efa,ts0,tea,xma,pa,ctg,ctcu

real int,ReIR22,PrIR22,FrI,Bo,xtt,q,f,dpf1,dpf11,dpf12,dpv,dpl,dpf2,dpfR22,xF,ft1,ft2,ts,tv

real xplh,xdh,Reeh,vetr,fe,dpa,phil,phig,hum,hea,hsa,happ,m,l,n0

!*****donnée géométrique *****

dataxdi/0.0084/,xde/0.0094/,xpa/0.004/,xea/0.0004/,na/254/,xpl/0.025/,xpt/0.025/,nr/4/,nt/5
2/,xl/0.56/,xecu/0.001/,ctal/180.0/,xeg/0.0015/,ctcu/384.0/,teR22/10.0/,tea/30.0/,ctg/0.326/

data ctIR22/0.09830/,pR22/4./,tcrtR22/96.1/,

pcrtR22/49.8/,mxR22/86.48/,q/600.0/,lR22/209320.0/,pa/1.0/,xma/0.17475/,ts0/0.06123/,ts
atR22/-5/,xmR22/0.01426/

datacplR22/1158/,xmvlR22/0.000222/,xmvrR22/0.00001196/,vdIR22/1298.4/,vdvR22/18.
098/

!*****calcul les surfaces d'échanges *****

pi=3.1415926

!calcul de surface exterieur lisse par mètre de tube s0!

s0=pi*xde

!calcul de surface inteieur par mètre de tube si!

si=pi*xdi

!calcul de suface de d'ailette par mètre de tube sa!

n0=1./(xea+xpa)

sa=2.*n0*(xpt*xpl-pi*xde**2/4)

!calcul de surface nette par mètre de tube snett!

snett=pi*xde*(1.-n0*xea)

!calcul de surface total par mètre de tube st!

st=sa+snett

!*****

programme principal

va=3.

do i=1,6,1

tsa0=13.

100 hsa=(tsa0+273.15)*cpsair(tsa0)

hea=(tea+273.15)*cpeair(tea)

!calcul la température moyen de l'air tma

tma=(tea+tsa0)/2.

!calcul la température de paroi approximative

tp=(tma+tsatR22)/2.

```

! calcul le doefficient d'échange extérieur hext !
hum=(hea-hsa)/(cpair(tma)*(tea-tsa0))
pld=xpl/xde
ptd=xpt/xde
a=0.5*(2*ptd+1)**0.5
if (pld>a)then
vetr=va/(1-((xde/xpl)+(xea/(xea+xpa))*(1-(xde/xpl))))
Ree=xde*vetr/vdair(tma,pa)
if(Ree>2300)then
Pre=xmvair(tma,pa)*cpair(tma)/ctair(tma,pa)
nue=0.45*Ree**(0.625)*(st/s0)**(-0.735)*Pre**(0.33)
else
write(*,*)'hors domaine'
end if
hext=nue*ctair(tma,pa)/xde
write(*,*)'hext=',hext
psi=1.28*(xpt/xde)*((xpt/xpl-0.2)**(0.5))
phi=(psi-1)*(1+0.35*ALOG(psi))
l=phi*xde/2
m=(2*hext/(ctal*xea))**(0.5)
efa=TANH(m*l)/(m*l)
write(*,*)'efa=',efa
phil=sa/st
phig=snett/st
happ=hum*hext*(phig+efa*phil)
write(*,*)'happ=',happ
end if
!calcul le coefficient d'échange intérieur hint!
x=0.24
RelR22=((xmR22/si*vdIR22)*(1-x)*xdi)/xmvIR22
write(*,*)'RelR22=',RelR22
if (RelR22>10000)then
PrIR22=cplR22*xmvIR22/ctIR22
hl=0.023*(ctIR22/xdi)*RelR22**(0.8)*PrIR22**(0.4)
pr=pR22/pcrtR22
hen=55*pr**(0.12)*(-0.4343*log(pr))**(-0.55)*mxR22**(-0.5)*q**(0.62)
Bo=q*si/(IR22*xmR22*vdIR22)
xtt=((1-x)/x)**(0.9)*(vdvR22/vdIR22)**(0.5)*(xmvIR22/xmvrR22)
Frl=(0.3)**(2)/(9.81*xdi)
F=1+24000*Bo**(1.16)+1.37*(1/xtt)**(0.86)
S=(1+115*10**(-8)*RelR22**(1.17))**(-1)
F1=Frl**(0.1-2*Frl)
S1=Frl**(0.5)
if (Frl <0.05)then
F2=F1*F
S2=S1*S
else
F2=F
S2=S
end if
hint=S2*hen+F2*hl

```

```

write(*,*)'hint=', hint
else
write(*,*) 'hors domaine'
endif
!calcul de l efficacite global efg!
efg=1.-((1.-efa)*sa/st)
!calcul du coeff.global d echange xkg!
xkg=1./((1./(efg*happ))+(xecu/ctcu)+(xeg/ctg)+(st/si)*(1./hint))
write(*,*)'xkg=',xkg
!calcul la valeur de c!
c=xkg*st*nt
!calcul de NUT et l'efficacité d'échangeur efe!
cmin= xma*cpair(tma)
cmax= xmR22*cplR22
if(xma*cpair(tma)< xmR22*cplR22)then
!write(*,*)'cmin=',xma*cpair(tma) ,'cmax=', xmR22*cplR22
else
!write(*,*)' cmax=',xma*cpair(tma) ,'cmin=', xmR22*cplR22
end if
qmax=cmin*(tea-teR22)
NUT=c /cmin
cr= cmin/cmax
efe=(1-exp(-NUT*(1-cr)))/(1-cr*exp(-NUT*(1-cr)))
write(*,*)'efe=',efe
! calcul la puissance réel qr!
qr=efe*qmax
!calcul de la température.de paroi!
tpr=((194.16*tsatR22)+(320.145*tma))/(194.16+230.145)
if (abs(tpr-tp)>0.05) then
write(*,*)'tp=',tpr
if (tp>tsatR22)then
!calcul la tepérature de sorite de fluide frigorigène tsR22!
tsR22=teR22+efe*(tea-teR22)
!write(*,*)'tsR22=',tsR22
!calcul la tepérature de sorite de l'air tsa!
tsa=tea-efe*(tea-teR22)
write(*,*)'tsa=',tsa
if(abs(tsa-tsa0)<0.05)then
tsa0=tsa
goto 100
endif
end if
else
write(*,*)'évaporateur ne fonction pas'
endif
!calcul les pertes de charge interieurs!
!calcul les pertes de charge dynamique dpm!
x=0.24
ts=ts0*(1-(tsatR22/tcrtR22))
tv=(x/vdvR22)*((1+0.12*(1-x)*((x/vdvR22)+(1-x)/vdlR22))+((1.18*(1-x)*(9.81*ts
*(vdvR22-vdlR22))**(1/4))/((xmR22/si)*vdlR22**(0.5))))**(-1)

```

```

dpf11=(xmR22/si)**(2)*((x**(2)/(vdvR22*tv))+((1-x)**(2)/(vdIR22*(1-tv))))
!pertes de pression due au coude dpm2!
vlR22=xmR22/(si*vdIR22)
dpf12=(3/2)*vlR22**(2)*vdIR22/9.81
dpf1=dpf11+dpf12
!calcul les de charges due aus frottement dpft!
ReIR22=((xmR22/si)*(1-x)*xdi)/(xmvlR22)
ft1=(0.079)/(ReIR22**(0.25))
dpl=4*ft1*(xl/xdi)*((xmR22/si)**(2)/(2*vdIR22))
vvR22=xmR22/(si*vdvR22)
RevR22=(vvR22*vdvR22*(x)*xdi)/(xmvvR22)
ft2=0.079/(RevR22**(0.25))
dpv=4*ft2*(xl/xdi)*((xmR22/si)**(2)/(2*vdvR22))
xF=dpl+2*(dpv-dpl)*x
dpf2=xF*(1-x)**(1/3)+dpv*x**(2)
!calcul les perte total !
dpfR22= dpf1 + dpf2
write(*,*)'dpfR22=',dpfR22

!calcul les pertes de charges extérieurs !
xdh=2*nt*(sqrt(xpt**2+xpl**2)-xde)*xpa/((sqrt(xpt**2+xpl**2)-xde)+xpa)
xplh=xpl/xdh
vetr=va/(1-(xde/xpl))*(1+xea/(xea+xpa))
Reeh=xplh*vetr/vdair(tma,pa)
if (Reeh>400)then
if(Reeh<100000)then
if(xplh>=4)then
fe=(150/Reeh+1.8*reeh**(-0.2))*xplh**(0.35)
else
fe=(13.5*reeh**(-0.3))*xplh**(-0.42)
endif
end if
endif
dpa=4*fe*(va**2)/(2*9.81)*(0.1/xdh)
write(*,*)'dpa=',dpa
va=va+0.5
xmR22=xmR22+0.05
continue
end do
end

```

Les sous programmes

!*****sous programme : calcul de la conductivité thermique de l'air pour :-90<tma<400 *** !

```

function ctair(tma,pa)
real ctair,tma,pa,tabs,a,b,c
tabs=tma+273.15
if((tabs>180).and.(tabs<673.15)) then
a=4.72222e-15*pa -3.42822e-8
b=-5.16667e-12*pa +9.86567e-5
c=1.69533e-9*pa -3.0333e-4

```

```

ctair=a*tabs**(2)+b*tabs+c
else
write(*,*)'temp.hors domaine d utilisation pour ctair',tma
stop
endif
return
end

```

!***** sous programme : calcul la capacité thermique à tma) ***** !

```

function cpair(tma)
real cpair,tma,tabs,a,b,c,d
tabs=tma+273.15
a=-0.02973e-5
b=0.07442e-2
c=-0.33189
d=1046.94
if((tabs>275).and.(tabs<600))then
cpair=a*tabs**(3)+b*tabs**(2)+c*tabs+d
else
write(*,*)'temp.hors domaine d utilisation pour cpsair',tma
endif
return
end

```

!***** sous programme : calcul la capacité thermique à tsa0) ***** !

```

function cpsair(tsa0)
real cpsair,tsa0,tabs,a,b,c,d
tabs=tsa0+273.15
a=-0.02973e-5
b=0.07442e-2
c=-0.33189
d=1046.94
if((tabs>275).and.(tabs<600))then
cpsair=a*tabs**(3)+b*tabs**(2)+c*tabs+d
else
write(*,*)'temp.hors domaine d utilisation pour cpsair',tsa0
endif
return
end

```

!***** Sous programme : calcul la capacité thermique à (tea) ***** !

```

function cpeair(tea)
real cpeair,tea,tabs,a,b,c,d
tabs=tea+273.15
a=-0.02973e-5
b=0.07442e-2
c=-0.33189
d=1046.94

```

```

if((tabs>275).and.(tabs<600))then
cpeair=a*tabs**(3)+b*tabs**(2)+c*tabs+d
else
write(*,*)'temp.hors domaine d utilisation pour cpeair',tea
endif
return
end

```

! *****sous programme : calcul de la masse volumique de l'air pour:-90<tma<1000°C*****

```

function xmvair(tma,pa)
real xmvair,tma,pa,tabs,z
tabs=tma+273.15
if((tabs>180.).and.(tabs<350.)) then
z=1.-1.e-7*pa*1.e-5*(tabs-350)**2
else
if((tabs>=350.).and.(tabs<=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

```

! *****Sous programme : calcul de la viscosité dynamique de l'air pour:0<tma<400°C *****!

```

function vdair(tma,pa)
real vdair,tma,pa,tabs,a,b,c
tabs=tma+273.15
if((tabs>273.15).and.(tabs<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**(2)+b*tabs+c
else
write(*,*)'temp.hors domaine d utilisation pour vdair',tma
stop
endif
return
end

```


LES REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1]: P.Rapin, P.Jacquard « Technologies des installations frigorifiques » ,8^{ème} édition, 2004
- [2] :P.Rapin, P.Jacquard « Itinéraires du frigoriste Manuel d'intervention, entretien- dépannage », édition RPF livres, 2004.
- [3] : F.Meunier, P.Rivet « Froid industriel »,4^{ème}édition, 2005.
- [4] : LALLEMAND Monique. « Transferts en changement de phases, Ebullition convective », technique de l'ingénieur, traite Génie énergétique, volume BE 8236,1998.
- [5]: YANNICK Mermonnell « Transfert de chaleur dans un mélange constitué de fluide frigorigène et d'huile », (thèse 13 Octobre 1999).
- [6] : M. MONDOT «Optimisation de la conception et de la gestion des entrepôts frigorifique » éditions PYC livres, 2002,
- [7]: YUNUS A. CENGEL, «book heat transfer–boiling and condensation » 2nd edition, chapter 10, 2002,
- [8]: M. FELA WRIGHT «Plate–fin and tube condenser performance and design for refrigerant R 410A air conditioner », (thèse 2000).
- [9]: THIJS Poes, LISELLOTE werhoeven, GERT witvoet, JOHAN kunnen “heat exchangers and boilers.
- [10]: J.BASTICK, transferts thermiques, partie 5, “introduction à l'étude des échangeur de chaleur
- [11]: JOHN. H lienhard -IV- JOHN. H lienhard –V- « A heat transfer text book » 3^{ème} edition, 1-3-2005,
- [12] Greg F. Naterer « Heat Transfer in Single and Multiphase Systems » chapter 10- 2003
- [13]: JEAN Castaing-lasvignottes « Technologie et principes de fonctionnement des échangeurs de chaleur », université de peu et des pays de l'adour ,2002
- [14]: BOULAHLIB (MS), « contribution à l'étude des échangeurs de chaleur à ailettes intégrales » ‘THESE DE MAGISTER, Université de Constantine 1998.
- [15] : BOULAHLIB (MS)- cours TEC628 installation thermique industrielle
- [16]: A. BEJAN. «Heat transfer hand book », boiling chapter 9-725, 2003,
- [17]: Engineering data book 3, « boiling heat transfer inside plain tube chapter 10»

- [18]: OLIVIER Lottin, PHILIPPE guillemin, GEAN-MARC lebreton, « huiles synthétiques et HFC, partie 2, comportement des échangeurs », Energie- Environnement- Economie et Thermodynamique, Colloque France –Roumain, Avril 2002
- [19]: International conference on heat transfer fluid mechanics and thermodynamics 8-10 April 2002- KRUGER PARK, South Africa, « On recent advances in modeling of two phase flow and heat transfer »
- [20]: O.Zürcher, D. Favrat, JR.Thome « Development of diabatic two-phase flow pattern map for horizontal flow boiling », international journal of heat and mass transfer 45,(2002), pp291-301
- [21] SCHMIDT (th.E) la production calorifique des surfaces munies d'ailettes (annexe du bulletin de IIF .annexe G-5 1945-1946.
- [22]: MENG- ONN TAN « modeling of evaporation and condensation pressure-drop in micro-fin tube » (these 2002)
- [23]: Jesus MORENO QUIBEN « Experimental and analytical study of two-phase pressure drops during evaporation in horizontal tubes » (these 2005)

Résumé

Nous présentons dans ce travail une méthode de simulation et de calcul d'un échangeur de chaleur (Air – fluide frigorigène) où on a étudié l'influence des paramètres extérieurs tel que la température et de la vitesse de l'air sur la performance de l'échangeur de chaleur. Cette étude est validé par des résultats expérimentaux ; en effet, nous avons utilisé un échangeur de chaleur de type évaporateur d'un climatiseur modèle ENIEM, 2CV.

A travers les différents chapitres de ce travail nous présenterons les résultats des mesures expérimentales et ceux de modélisation afin de :

- ⇒ Mettre en évidence les différents effets de paramètres extérieurs sur l'échange thermique
- ⇒ Définir le choix des corrélations pour les calculs thermiques et hydrauliques
- ⇒ Déterminer l'influence de la configuration d'écoulement sur l'échange thermique

Pour notre simulation nous avons choisi un échangeur de chaleur avec les caractéristiques suivantes : tubes horizontaux lisses avec ailettes arrangée en quinconces, les fluides mis en service sont de l'air chaud à l'extérieur des tubes et le fluide frigorigène R22 à l'intérieur.

Pour le calcul thermique, nous avons utilisé des corrélations tirées de la littérature, trois méthodes de trois modèles différents sont utilisées pour calculer le coefficient d'échange intérieur et par conséquent le coefficient d'échange global. Ces modèles sont : Le modèle de superposition « méthode de **Gunger et Winterton** », le modèle Asymptotique « méthode de **Birent et Yokozaki** » et le modèle basé sur la configuration d'écoulements « méthode de **Kattan et al** » et, pour le coefficient extérieur, nous avons utilisé la méthode de **Schmidt**. Concernent le calcul hydraulique, nous avons choisi la méthode de **Muller – Steinhoger Et Heck**.

Divers appareils des mesures ont été utilisé dans la partie expérimentale pour mesurer la température de paroi et la vitesse de l'air

Une comparaison a été fait entre les résultats de simulation et ceux expérimentaux.

Mots clés : Simulation, échangeur de chaleur, modèle de configuration d'écoulement, local, coefficient d'échange, cartes d'écoulements.

Abstract

We present in this work a method of simulation and calculation of a heat exchanger (air - refrigerant) where we studied the influence of external parameters such as temperature and air velocity on the performance heat exchanger, this study is validated by experimental results, we used a heat exchanger type evaporator of an air conditioner model 2CV, ENIEM.

Through the different chapters of this work we present the results of those experimental measurements and modeling to:

- To highlight the effects of various parameters on the external heat exchange
- Defining the choice of correlations for thermal and hydraulic calculations
- Determine the influence of flow pattern on heat transfer

For our simulation we chose a heat exchanger with the following characteristics: smooth horizontal tubes with fins arranged in staggered rows, the fluids are put into service hot air and the refrigerant R22, with inside tube was the refrigerant and outside air warm.

For thermal and hydraulic calculations, we used correlations in literature the model chosen for the calculation of exchange coefficient is the local internal model of Kattan et al - based on the configuration and flow coefficient for the outside method-Schmidt-chosen concern the losses we have chosen the method of Muller-Steinhoger And Heck.

Various pieces of measures are used in the experimental part as heat gauge, thermocouple, infrared thermometer with laser pointer to measure the wall temperature and air velocity a comparison was made between simulation results and experimental ones, thus further comparison concerning the global exchange coefficient with four different methods.

Keywords:

Simulation, heat exchanger model flow pattern, local exchange coefficient, flow maps.

تلخيص

نقدم في هذا العمل طريقة تقريبية للحساب مبادل حراري (هواء- سائل مائع) حيث ندرس تأثير العوامل الخارجية من درجة الحرارة وسرعة الرياح على مرد ودية المبادل الحراري هذه الدراسة النظرية تمت مقارنتها بدراسة تطبيقية أين تم استعمال مبرد حراري من نوع ENIEM 2CV

نقدم خلال مختلف محاور هذا العمل نتائج الدراسة النظرية والتطبيقية من اجل:

- تبيين تأثير مختلف العناصر الخارجية على التبادل الحراري
- اختيار العلاقات الرياضية التي تسمح بالحساب الطاقوي والضياح فيها .
- تعيين مدى تأثير حركة المائع على التبادل الحراري .

الدراسة النظرية تمت على مبادل حراري ذو الخصائص الهندسية التالية:

الأنابيب في وضعية أفقية , ملساء مع زوائد هذه الأنابيب مرتبة بشكل مثلي يسمح بتبادل حراري جيد حيث تم استعمال الغازين الهواء والمائع R 22 كعاملين أساسيين في التبادل الحراري من اجل الحسابات الحرارية فقد قمنا بدراسة نظرية تم فيها استعمال أربع طرق مختلفة لحساب معامل التبادل الحراري الداخلي وبالتالي المعامل الكلي للتبادل الحراري. وهذه الطرق هي

Kattan et al -

Gunger et wintreton -

Birent et yokozaki -

Dittus tirée de boelter -

Muller et heck : أما بالنسبة لضياح الطاقوي فهي طريقة :

الدراسة التجريبية (التطبيقية)

و لقد استعمل فيها العديد من الأجهزة الخاصة بقياس درجة الحرارة و سرعة الهواء مثل المانومتر , الترمومتر المزدوج ذو الأشعة تحت الحمراء. كما نجد هناك مقارنة بين النتائج النظرية و التطبيقية كانت خلاصتها إيجاد الطريقة الأمثل للحساب

الكلمات المفتاح :

التحاكي , التبادل الحراري , معامل التبادل , بطاقة جريان .