

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique

Département de Génie Mécanique



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
Ecole Nationale Polytechnique

Projet de Fin d'Etudes

En vue de l'obtention du Diplôme
D'Ingénieur d'Etat en Génie Mécanique

Thème

Etude d'un refroidisseur de boissons

Proposé et dirigé par :

Mr. BENNOUR Hocine

Présenté par :

Mr. CHERIFI Djamal

*** Promotion : Juin 2014 ***

Ecole Nationale Polytechnique-10 Avenue Hassen Badi B.P.182- El Harrach- 16200 Alger,
Algerie. Tél : +213 52 53 01/03. Fax : +213 21 52 29 73

ملخص:

الهدف من هذه الدراسة هو حساب الوقت اللازم لتبريد مجموعة من علب المشروبات الغازية، والتي تتواجد في درجة حرارة معروفة في الحالة الابتدائية، وذلك بغرض الحصول على درجة حرارة مطلوبة للعلب، وتحديد الطاقة المستهلكة من قبل نظام التبريد (مروحة، ضاغط). وتعتمد هذه الدراسة على جزئين أساسيين، دراسة أجريت على مستوى مبخر من نوع (بطارية ذات زعانف) لتقييم فعاليته باستعمال طريقة عدد الفعالية لوحدات التحويل (NUT)، ودراسة اجريت على مستوى القناة باستخدام طريقة الحصيلة الطاقوية على الحجوم المنتهية، وذلك لتقييم درجة الحرارة على مستوى مدخل ومخرج القناة، وتغيرات درجة حرارة العلب بدلالة الزمن.

الكلمات المفتاحية: مبرد، مبخر، الحجوم المنتهية، عدد الفعالية لوحدات التحويل.

Résumé

L'objectif de cette étude est de calculer le temps nécessaire pour refroidir le bloc des cannettes, qui se trouve à une température initiale connue jusqu'à l'obtention de la température désirée pour le bloc, ainsi que les énergies consommées par le système de refroidissement (ventilateur et compresseur). Cette étude se base sur deux parties principales, étude effectuée au niveau de l'évaporateur de type " batterie à ailette " pour évaluer son efficacité par la méthode de *l'efficacité-nombre d'unités de transfert* (ϵ -NUT), et une étude au niveau du canal en utilisant la méthode explicite des volumes de contrôles pour évaluer les températures à l'entrée et à la sortie du canal, ainsi que la température de bloc des cannettes en fonction de temps.

Mot clé : Refroidisseur, évaporateur, volumes de contrôles, *efficacité-nombre d'unités de transfert*.

Abstract:

The objective of this study is to determine the time required to cool the block of cans, which is at a known initial temperature, to obtaining the desired temperature for the block, and the energy consumed by the cooling system (fan, compressor). This study is based on two main parts, a study of the evaporator "battery with fins" to evaluate its efficiency by the method of efficiency-number of transfer units (ϵ -NTU). And a study at the channel using the explicit method applied to the control-volumes in order to evaluate the temperature at the inlet and outlet of the channel, and the temperature of the block of cans which calculated as a function of the time.

Keywords: Cooling, evaporator, heat transfer, control-volumes, *efficacité-nombre of transfert units*.

Dédicaces

C'est avec toute mon affection que Je dédie ce modeste travail :

- ✓ *A celui qui m'a donné la vie et qui m'a apporté sans cesse son amour, mon père.*
- ✓ *A Ma très chère mère qui m'a apporté sans cesse Amour, Soutien et Encouragement...*
- ✓ *A mes frères et sœurs.*
- ✓ *A tous les membres de ma famille.*
- ✓ *A mes très chers amis.*

REMERCIEMENTS

Louange à Allah, Dieu Unique, que Sa paix et Sa bénédiction soient sur le dernier des prophètes, Muhammad, sur sa famille et sur tous ses compagnons.

Je tiens à remercier en premier lieu mon enseignant et promoteur, Monsieur Hocine BENNOUR, pour sa disponibilité, son aide, ainsi que pour toutes les réponses qu'il a su me donner quand je rencontrais des soucis, et je lui sais gré de son soutien et ses précieux conseils.

Je remercie Le Professeur Mohand Amziane AIT ALI, qui a bien voulu présider mon jury, ainsi que Monsieur Mohamed Tarek ATTOUCHI, d'avoir accepté d'examiner et d'évaluer mon modeste travail.

Je remercie également, tous les enseignants qui ont contribué à ma formation tout au long de mon cursus.

Je remercie enfin tous mes amis de promotion ainsi que tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce projet.

Table des Matières

Introduction Générale	1
-----------------------------	---

Chapitre I : Rappels et Généralités

I.1 Introduction	2
I.2 Principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur	3
I.2.1 Les modes de transfert	3
I.2.2 Les fluides utilisés	3
I.3 Critères de classement des échangeurs	4
I.3.1 Classement selon le type d'écoulement	4
I.3.2 Classement technologique selon la surface d'échange	4
I.3.3 Classement suivant le mode de transfert de chaleur	4
I.4 Typologie et technologie d'échangeurs	5
I.4.1 Les échangeurs tubulaires	5
I.4.2 Echangeur à tubes et calandre	8
I.4.3 Echangeur à plaque	9
I.4.4 Echangeur à spirale	10
I.5 Méthodes de calcul des échangeurs de chaleur	10
I.5.1 Méthode L.M.T.D	11
I.5.2 Méthode du NUT	14
I.6 Résolution Numérique des problèmes de transfert de chaleur	18
I.6.1 La Méthode des Volumes Finis	18
I.6.2 Maillage	18

Chapitre II : Analyse de l'évaporateur et détermination de la température de

l'air de refroidissement

II.1 Introduction :	20
II.2 Echange thermique dans un évaporateur	21
II.3 Evolution de la température dans un évaporateur	21
II.4 Classification des évaporateurs	22

II.4.1 Evaporateur noyé :.....	23
II.4.2 Evaporateur à détente sèche :.....	23
II.5 Description du modèle	24
II.6 Calculs concernant l'évaporateur.....	25
II.6.1 Calcul thermique	26
II.6.2– Calcul hydraulique	32
II.6.3 Conclusion.....	34

Chapitre III : Etude du refroidissement des cannettes

par la circulation d'air

III.1 Introduction	35
III.2 Description du système de refroidissement.....	35
III.3 Bilan énergétique autour d'un élément de volume.....	37
III.3.1 Expressions des flux de chaleur.....	38
III.3.2 Discrétisation	39
III.4 Calcul du coefficient de convection dans le conduit :.....	41
III.5 Calcul des pertes de charge dans le conduit :	42
III.6 Conclusion.....	43

Chapitre IV : Résultats et Interprétation

IV.1 Présentation des résultats.....	45
Conclusion Générale	49
Bibliographie	50
Annexe I.....	52
Annexe II	60

TABLE DES FIGURES

Figure I-1	: Ecoulement des deux fluides.....	2
Figure I-2	: Échangeur monotube en serpentin.....	5
Figure I-3	: Échangeur coaxial.....	5
Figure I-4	: Échangeur à tubes séparés.....	6
Figure I-5	: Échangeur à tubes rapprochés.....	6
Figure I-6	: Échangeur à tubes-ailettes.....	6
Figure I-7	: Échangeur à tubes-ailettes.....	7
Figure I-8	: Types d'ailettes longitudinales.....	8
Figure I-9	: Échangeur à tubes et calandre.....	8
Figure I-10	: Echangeur à plaques.....	9
Figure I-11	: Plaques de connexion.....	9
Figure I-12	: Echangeur spiral.....	10
Figure I-13	: Evolution des températures des deux fluides le long d'un échangeur co-courant.....	12
Figure I-14	: Evolution des températures des deux fluides le long d'un échangeur à contre-courant.....	13
Figure II-1	: Schéma d'un échangeur à courants croisés.....	20
Figure II-2	: Evolution du titre de vapeur à l'intérieur de l'évaporateur.....	21
Figure II-3	: L'emplacement d'un évaporateur dans une installation frigorifique.....	22
Figure II-4	: Evolution des températures du fluide frigorigène et de l'air dans un évaporateur noyé.....	23
Figure II-5	: Evolution des températures du fluide frigorigène et de l'air dans un évaporateur à détente sèche.....	24
Figure II-6	: Principe de l'échangeur batterie à ailettes à courants croisés.....	24
Figure II-7	: Vue générale de l'évaporateur de types "batterie à ailettes" à courant croisés (réalisé en SW).....	28
Figure II-8	: Schéma de la configuration géométrique de l'évaporateur étudiée.....	33
Figure III-1	: Représentation du système de refroidissement.....	36
Figure III-2	: Schéma explicatif du système de refroidissement.....	36
Figure III-3	: Bilan d'énergie d'un volume d'air élémentaire.....	37
Figure III-4	: Bilan d'énergie du volume de contrôle autour d'un nœud.....	39
Figure IV-1	: Evolution des températures en fonction de temps pour une vitesse frontale de l'air à l'entrée de l'évaporateur de 3 m/s.....	45
Figure IV-2	: Evolution de l'efficacité de l'évaporateur en fonction de la vitesse frontale.....	46
Figure IV-3	: Evolution du temps nécessaire au refroidissement des cannettes de 30°C jusque à 12°C en fonction de la vitesse frontale.....	47
Figure IV-4	: Evolution de la consommation d'énergie en fonction de la vitesse frontale.....	48

Nomenclature

a	: Pas transversal.	$[m]$
b	: Pas longitudinal	$[m]$
c	: Espacement entre les ailettes	$[m]$
C_r	: Rapport des débits massiques	
C_p	: La chaleur massique à pression constante.	$[J/kg \cdot K]$
C_v	: La chaleur massique à volume constant.	$[J/kg \cdot K]$
C_{min}	: Débit minimal de capacité thermique du fluide.	$[W/K]$
C_{max}	: Débit maximal de capacité thermique du fluide.	$[W/K]$
D_e	: Diamètre extérieur du tube.	$[m]$
D_i	: Diamètre intérieure du tube.	$[m]$
D_H	: Diamètre hydraulique.	$[m]$
R_{cd}	: Résistance due à la conduction.	$[K \cdot m^2/W]$
e_f	: Épaisseur de l'ailette.	$[m]$
F	: Facteur de correction.	
f	: Coefficient de frottement.	
g	: Accélération de la pesanteur.	$[m/s^2]$
G_c	: Vitesse massique	$[kg/m^2 \cdot s]$
h_{fg}	: Enthalpie massique de vaporisation.	$[J/kg]$
h_{int}	: Coefficient d'échange convectif intérieur	$[W/m^2 \cdot K]$
h_{ext}	: Coefficient d'échange convectif côté air.	$[W/m^2 \cdot K]$
J	: Coefficient de Colburn.	
JP	: Paramètre pour calculer le coefficient J .	
L_c	: Longueur de conduit	$[m]$
l	: Distance entre la paroi des cannettes et celle de polystyrène	$[m]$
L_f	: Longueur de l'ailette.	$[m]$
l_f	: Largeur de l'ailette.	$[m]$
L_t	: Longueur de tube.	$[m]$
M	: Masse à refroidir.	$[kg]$
\dot{m}	: Débit massique	$[kg/s]$
N_f	: Nombre d'ailettes.	
N_t	: Nombre de tubes.	
NUT	: Nombre d'unités de transfert	
Pr	: Nombre de Prandtl.	
Re	: Nombre de Reynolds.	
R	: Résistance thermique.	$[m^2 \cdot K/W]$
S_T	: Surface extérieure totale d'échange.	$[m^2]$
S_{int}	: Section intérieure de passage du fluide frigorigène.	$[m^2]$

S_{fr}	: Surface frontale totale.	$[m^2]$
S_n	: Surface extérieure nette des tubes.	$[m^2]$
S_f	: Surface des ailettes.	$[m^2]$
S_0	: Surface extérieure lisse des tubes.	$[m^2]$
S_c	: Surface minimale de passage de l'air à travers l'échangeur.	$[m^2]$
S	: Surface d'échange	$[m^2]$
T	: Température.	$[K]$
t	: Temps	$[s]$
U	: Coefficient global d'échange $[W/m^2.K]$	$[W/m^2 \cdot K]$
x	: Titre de la vapeur pour le fluide frigorigène.	

Lettres grecques :

μ	: Viscosité dynamique de l'air.	$[N \cdot s / m^2]$
λ	: Conductivité thermique.	$[W / m \cdot K]$
ΔP	: Différence de pression.	$[Pa]$
ΔT	: Différence de température.	$[K]$
η_f	: Rendement d'ailette.	
η_g	: Rendement global de la surface d'ailette.	
ρ	: Masses volumiques.	$[kg/m^3]$
ε	: Efficacité de l'évaporateur.	
ϕ	: Taux de transfert de chaleur.	$[W]$

Indices principaux :

1	: Entrée du l'évaporateur ou la sortie du canal.
2	: Sortie du l'évaporateur ou l'entrée du canal.
a	: Air
c	: Endroit où la section de passage de l'air est minimale au niveau de
ce	: Entrée du fluide chaud.
cs	: Sortie du fluide chaud.
fe	: Entrée du fluide froid.
fs	: Sortie du fluide froid.
f	: Ailette ou froid.
g	: Vapeur.
max	: Maximum
min	: Minimum
r	: Fluide frigorigène

Introduction Générale

Au cours des trente dernières années, la consommation d'énergie dans le monde a doublé, mais dans le même temps, un peu partout, des mesures sont prises en vue de réduire la consommation énergétique et la pollution qui l'accompagne.

Ces mesures visent d'une part, des cibles sectorielles, qui sont les entreprises fortement intensives en énergie, l'industrie papetière, l'industrie agroalimentaire et les entreprises faiblement intensives en énergie. Et d'autre part, des cibles transversales comme la climatisation, la ventilation, le chauffage ou l'éclairage.

La technologie du froid est présente dans de nombreux secteurs industriels, notamment dans l'alimentation, la santé et l'énergie. Les principales installations de froid sont les systèmes de conditionnement d'air, les pompes à chaleur et les lieux d'entreposage frigorifique. Ces installations ont un impact considérable sur notre environnement. Un confinement défectueux entraîne des émissions directes de gaz halogénés qui contribuent au réchauffement de la planète. Mais l'émission de CO₂ due à la consommation énergétique de ces installations est également en cause. L'enjeu d'une utilisation rationnelle du Froid est de taille : c'est 15 % de la totalité d'énergie électrique produite dans le monde. Dans certains pays, le développement d'une approche scientifique de rationalisation de la consommation d'énergie a permis des gains de 15 à 30 % sur les installations industrielles existantes et de 50 % sur la consommation du Froid domestique.

Dans le cadre de notre projet, nous nous proposons d'étudier un système dont le rôle consiste à rafraîchir une boisson, conditionnée dans des cannettes entreposées dans une enceinte où elles seront mises au contact d'une circulation d'air, préalablement refroidi en traversant une batterie d'évaporation d'un système frigorifique. Le chapitre I sera consacré à quelques rappels notamment sur les échangeurs de chaleur. L'analyse de la performance de l'évaporateur fera l'objet du chapitre II et visera à déterminer la température de l'air de refroidissement, tandis que l'étude du processus de refroidissement de la boisson au moyen de la circulation d'air se fera au chapitre III, qui commencera par une description plus détaillée du système. Nous nous intéresserons principalement à l'évaluation du temps nécessaire pour amener la température de la boisson à descendre de 30°C, valeur qui correspond à la température ambiante en été, jusqu'à 12°C, température jugée idéale pour la consommation. Nous procéderons également à l'évaluation de la consommation d'énergie par le ventilateur qui assure la circulation d'air et par le compresseur du cycle frigorifique. Une simulation sera exécutée en vue d'établir l'influence de la vitesse de circulation d'air sur le temps de refroidissement et la consommation d'énergie du système. Les résultats de l'étude seront présentés au chapitre IV.

Chapitre I

Rappels et Généralités

I.1 Introduction

Dans une multitude de procédés industriels, comme dans notre environnement quotidien direct, nous sommes amenés à rencontrer des échangeurs thermiques (radiateurs de refroidissement des véhicules, évaporateurs et condenseurs, batteries chaude ou froide, tour de refroidissement, ...). Ces organes ont pour rôle de transférer la chaleur entre deux fluides. Selon qu'il y ait ou non la présence d'une paroi séparant ces deux milieux, les échangeurs thermiques doivent présenter une grande surface d'échange de chaleur sous un volume externe le plus réduit possible.

Généralement, pour réaliser efficacement cet échange de chaleur, au moins un des fluides est mis en mouvement (pompes, ventilateurs). Pour augmenter cet échange, il peut être fait appel au changement de phase (condenseurs, évaporateurs, bouilleurs...), systèmes utilisés couramment dans les machines thermiques ou les caloducs.

Pour ces types d'échangeurs, l'échange thermique se fait généralement entre deux fluides distincts.

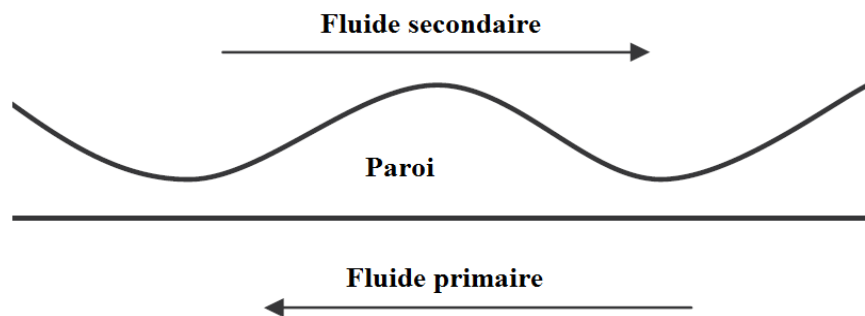


Figure I.1 : Ecoulement des deux fluides [1]

- Le fluide secondaire sera le fluide traité : fluide chauffé ou fluide refroidi.
- Le fluide primaire sera le fluide servant au traitement : eau chaude ou eau glacée – vapeur BP, HP - fluide frigorigène.

Les échangeurs à fluides séparés permettent le transfert de chaleur d'un fluide à un autre sans mélange. Les mécanismes de transfert thermique utilisés sont :

- la convection forcée entre fluide primaire et paroi
- la conduction à travers la paroi
- la convection libre ou forcée entre paroi et fluide secondaire

D'autre part, l'un des fluides peut subir un changement de phase : Condensation–Vaporisation–Ébullition

I.2 Principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur

Dans un changeur, la chaleur est transmise d'un fluide à un autre. Le même fluide peut conserver son état physique (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases (cas des condenseurs et des vaporiseurs).

I.2.1 Les modes de transfert

Tous les modes de transferts sont mis en jeu dans les échangeurs de chaleur.

I.2.1.1 Transferts de chaleur

La **conduction** apparait toujours dans la paroi qui a pour fonction de séparer les deux fluides qui doivent échanger de la chaleur. Cette paroi généralement métallique et de faible épaisseur a en conséquence une résistance thermique faible.

La **convection**, en raison de la présence de fluides dans l'échangeur, est sans doute le mode le plus important mais également le plus délicat à estimer. Elle dépend fortement du type de fluide à utiliser, des vitesses mises en jeu et de la géométrie de l'échangeur.

Le **rayonnement** quant à lui, en raison des niveaux de températures faibles, est le mode de transfert le moins prépondérant. Toutefois, pour certaines applications (exemple : chaudière avec brûleur), il est loin d'être négligeable.

I.2.1.2 Transfert de masse

Les fluides étant en mouvement afin d'assurer le transfert d'énergie, ce transfert de masse est l'élément moteur de l'analyse thermique d'un échangeur. Nous verrons comment le mettre en œuvre dans les applications.

I.2.2 Les fluides utilisés

Les échangeurs de chaleur mettent en jeu au moins deux fluides qui peuvent avoir des propriétés très différentes. Par exemple, le radiateur d'un local a pour fluide interne de l'eau et est situé dans l'air.

Le choix des fluides est conditionné par des critères de coût (l'eau et l'air sont plus intéressants), de tenue aux températures (élevées ou négatives), de performance de transfert d'énergie (forte capacité calorifique) et aussi de compatibilité avec les matériaux utilisés par l'échangeur (corrosion...).

I.3 Critères de classement des échangeurs

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs. Le plus souvent rencontré est se base sur la géométrie de l'échangeur et le sens relatif aux écoulements des deux fluides.

I.3.1 Classement selon le type d'écoulement

I.3.1.1 Echangeur à courant parallèle

- Dans le cas où les deux fluides s'écoulent dans la même direction, cette circulation est dite parallèle, de même sens ou anti-méthodique (co-courant).
- Si la circulation a lieu dans le sens contraire, les écoulements sont dits à contre-courant ou méthodiques.

I.3.1.2 Echangeur à courant croisé

Dans ce type d'échangeurs, les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre, et le sens d'écoulement est sans importance.

I.3.2 Classement technologique selon la surface d'échange

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants [1]:

- ✓ **à tubes** : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires ;
- ✓ **à plaques** : à surface primaire ou à surface secondaire ;
- ✓ **autres types** : à contact direct (aéro-réfrigérants, tour de refroidissement), à caloducs ou à lit fluidisé.

I.3.3 Classement suivant le mode de transfert de chaleur

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées, etc...). On retrouve les appareils suivants selon le type de transmission de chaleur :

- Double phases des deux côtes : évapo-condenseur
- Un côté en simple phase et l'autre côté en double phase : condenseur ou évaporateur
- Simple phase sur les deux côtés : récupérateur de chaleur
- Echange couplés (rayonnement + convection) : chaudière ou four

I.4 Typologie et technologie d'échangeurs

I.4.1 Les échangeurs tubulaires

Pour des raisons historiques et économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus. On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée.

I.4.1.1 Échangeur monotube

Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentín comme montré à la figure (I.2) ci-dessous.

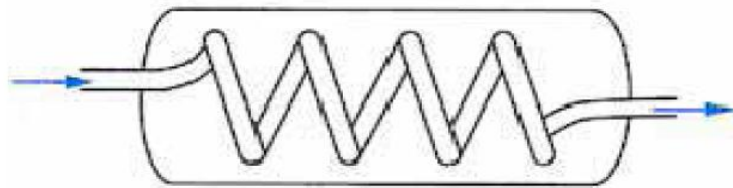


Figure I-2 : Échangeur monotube en serpentín [1]

I.4.1.2- Échangeur coaxial

Dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur (figure I.3 ci-dessous).

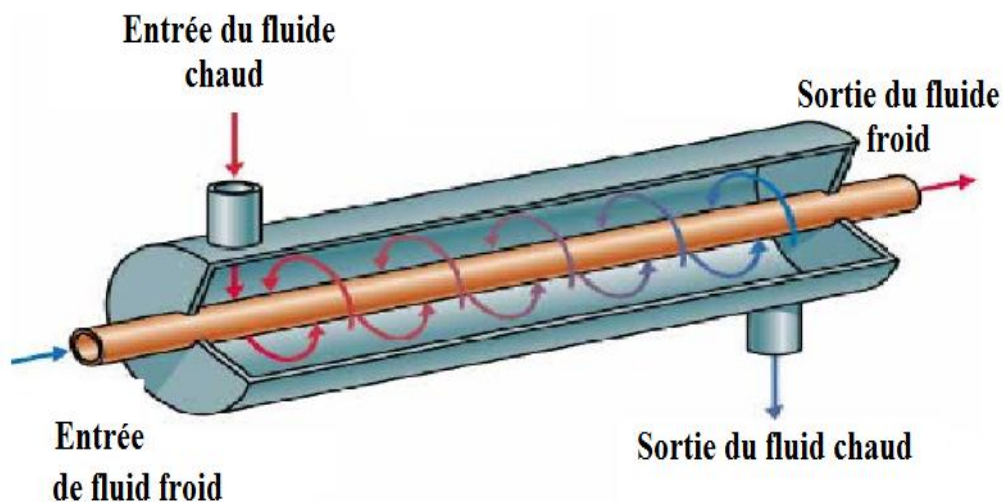


Figure I-3 : Échangeur coaxial [2]

I.4.1.3 Échangeur multitubulaire

Existant sous quatre formes :

I.4.1.3.1 Échangeur à tubes séparés

À l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100 mm) se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20 mm) maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé [1].

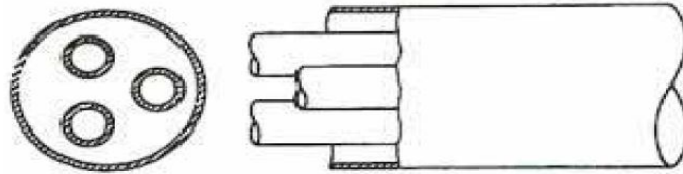


Figure I-4 : Échangeur à tubes séparés

I.4.1.3.2 Échangeur à tubes rapprochés

Pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur aux tubes, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans [1].

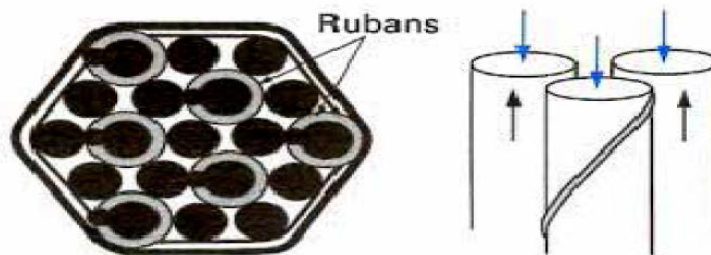


Figure I-5 : Échangeur à tubes rapprochés

I.4.1.3.3 Échangeur à tubes ailettes

Ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique global, différents types d'ailettes destinés à ces tubes sont présentés ci-dessous pour les échanges gaz-liquides.

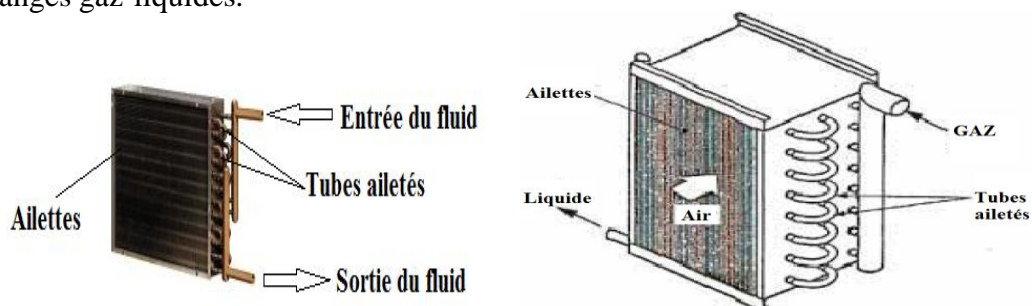


Figure I-6 : Échangeur à tubes-ailettes

• **Ailettes transversales [1]:**

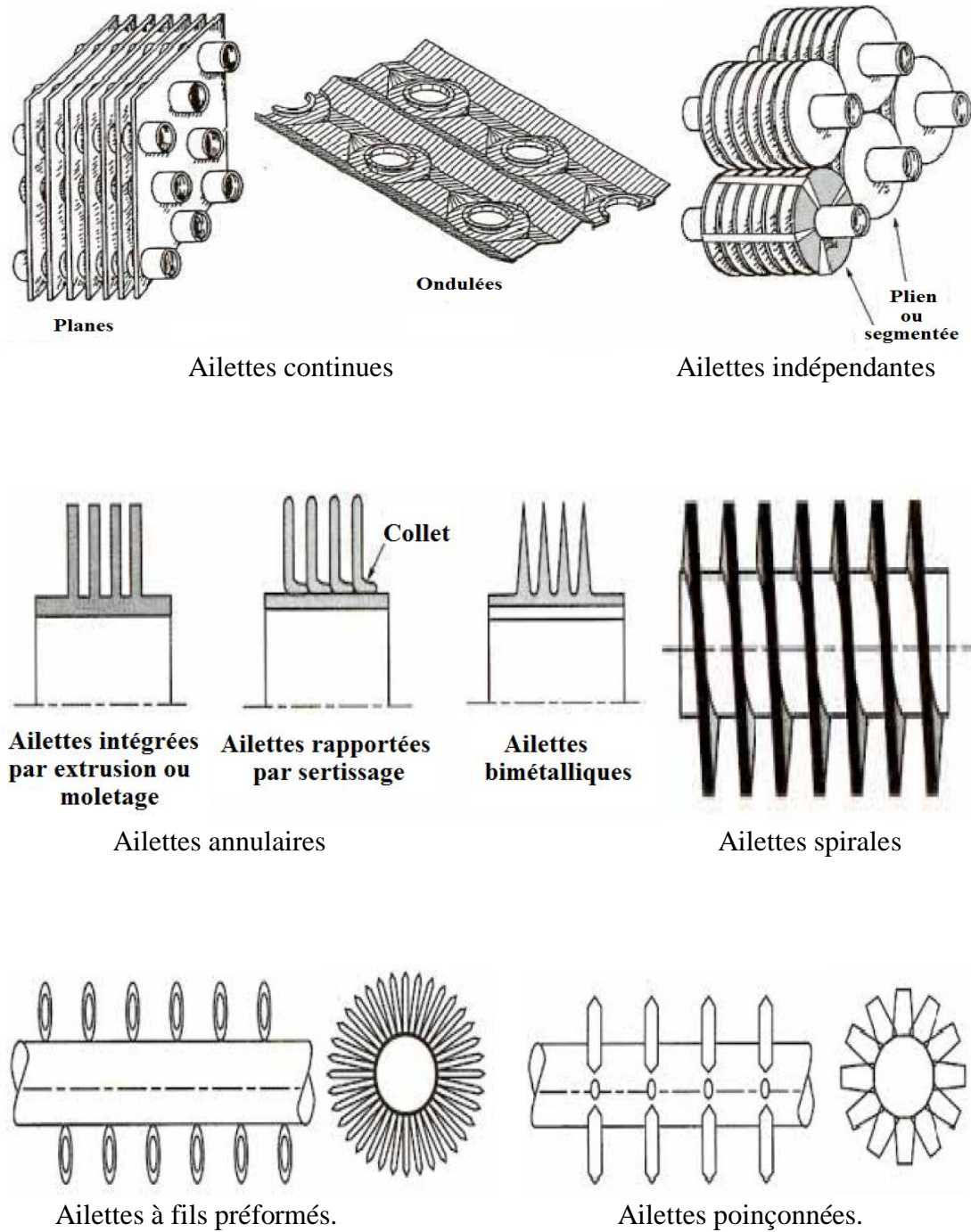
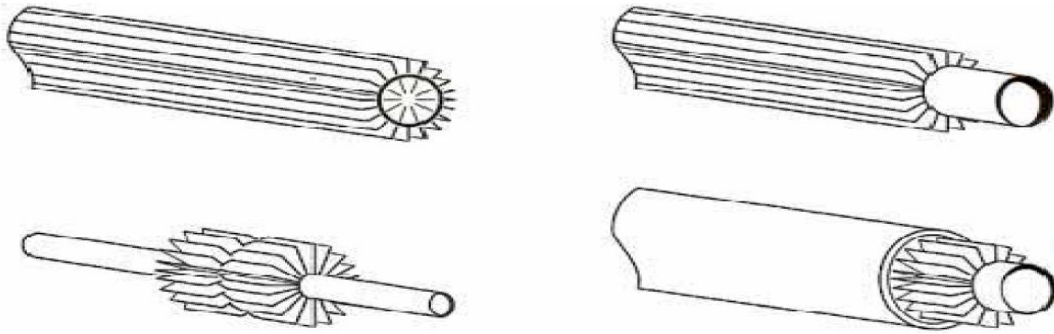


Figure I-7 : Échangeur à tubes-aillettes [1]

- **Ailettes longitudinales [1]:**



Type d'aillettes longitudinal

Figure I-8 : Types d'aillettes longitudinales.

I.4.2 Echangeur à tubes et calandre

Cet échangeur est à multi-passes, il peut être assimilé à une superposition de plusieurs échangeurs à double tube.

Les échangeurs à tubes et calandre sont construits de façon différente selon l'état des fluides présents.

A l'intérieur des tubes, le premier fluide peut circuler en plusieurs passes. Le second fluide du côté de la calandre peut également circuler à multi-passe grâce à la présence des chicanes. Cela permet d'irriguer tous les tubes.

Les chicanes peuvent être des plaques trouées en forme de segments, de disques, troncs circulaires, elles permettent de mieux distribuer les écoulements externes aux tubes, etc.

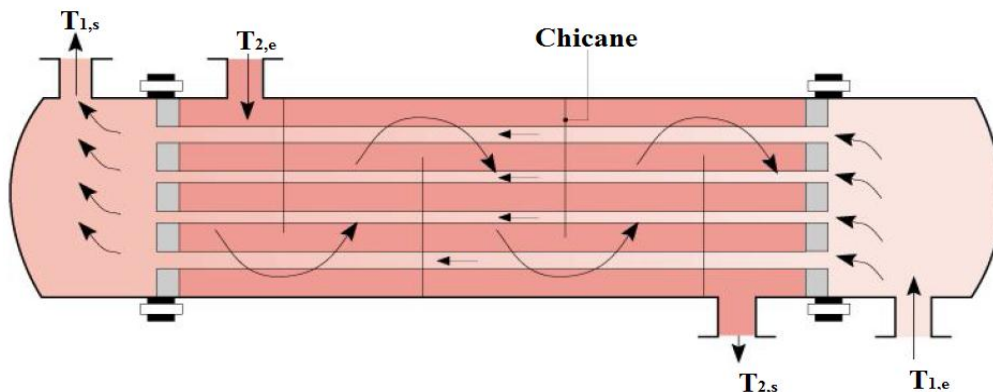


Figure I.9 : Échangeur à tubes et calandre [2]

I.4.3 Echangeur à plaque

Un échangeur à plaques est composé d'un nombre variable de plaques cannelées munies de joints, serrées entre un bâti fixe et un plateau mobile de serrage au moyen de tirants.

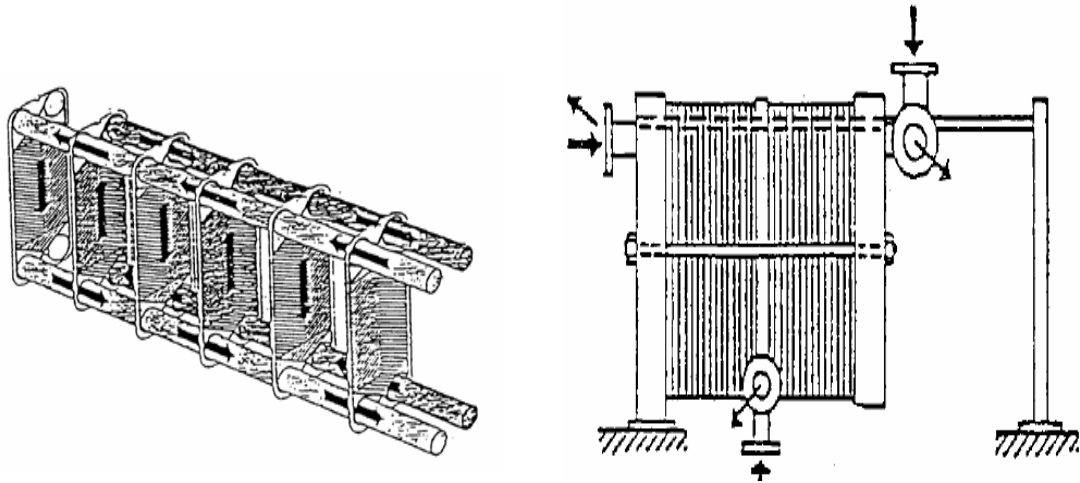


Figure I-10 : Echangeur à plaques [3].

Les plaques cannelées et le plateau de serrage sont suspendus à la barre centrale et guidés par la barre inférieure. Des orifices percés dans les coins des plaques sont disposés de façon que les deux fluides assurant l'échange thermique circulent alternativement dans les espaces inter plaques. Les plaques sont cannelées d'une part pour améliorer la rigidité et d'autre part pour accroître la turbulence, ce qui a un effet bénéfique sur l'échange thermique.

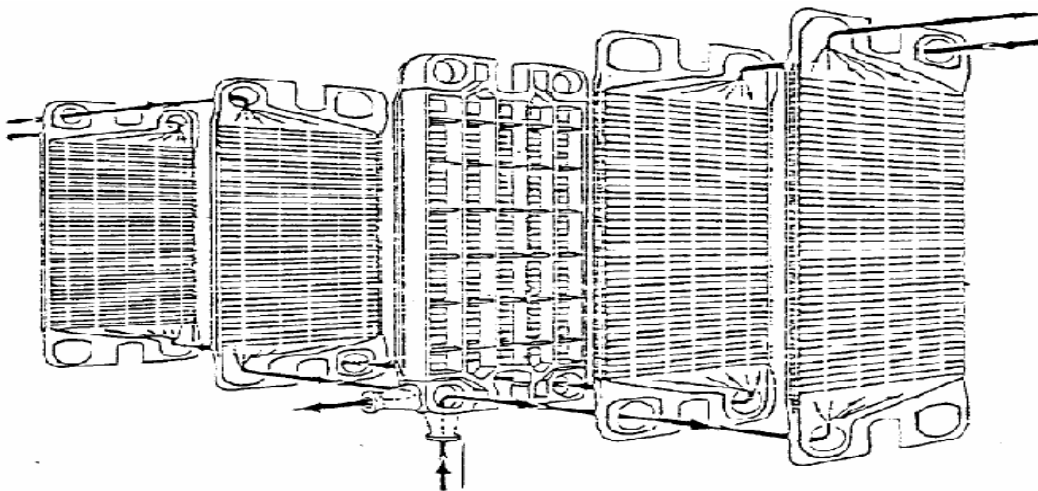


Figure I-11 : Plaques de connexion [5].

I.4.4 Echangeur à spirale

Il est constitué de deux rubans de tôle gauffrée, enroulés et maintenus parallèles. La distance entre les surfaces d'échange des deux canaux est maintenue constante par des taquets soudés sur les plaques. La circulation des fluides est du type monocanal à courants parallèles ou croisés. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des pressions de l'ordre de 25 bar et des températures de l'ordre de 300 °C.

La figure suivante représente l'échangeur à spirale.

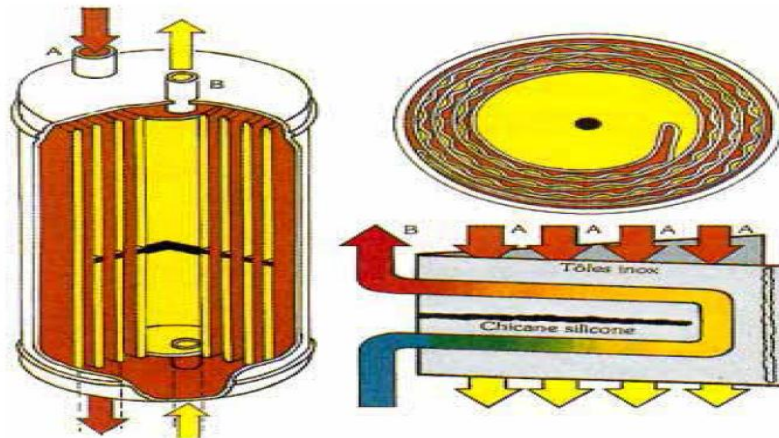


Figure I-12 : Echangeur spiral [1].

I.5 Méthodes de calcul des échangeurs de chaleur

L'étude thermique d'un échangeur de chaleur peut se faire par deux méthodes différentes :

- Méthode **DTLM** ou Δ **TLM** : méthode des Différences de Températures Logarithmiques Moyennes.
- Méthode **NUT** : méthode du Nombre d'Unités de Transfert.

En général, la première méthode est utilisée pour le dimensionnement d'un appareil qui n'existe pas encore, cela en connaissant les quatre températures des fluides (à l'entrée et à la sortie de l'échangeur), c'est-à-dire on cherche la géométrie (conception) de l'échangeur. Par contre la deuxième méthode est utilisée pour simuler un échangeur existant, dont on connaît les températures d'entrée des deux fluides et on cherche les températures de sortie.

Les deux méthodes s'appliquent, lorsqu'on connaît les quatre températures. Dans les deux cas le bilan thermique est donné par [5]:

$$\phi = \text{Max}(\dot{m}_1 C_{p1}, \dot{m}_2 C_{p2}) \text{Min}(\Delta T_1, \Delta T_2) \quad (1.1)$$

$$\phi = \text{Min}(\dot{m}_1 C_{p1}, \dot{m}_2 C_{p2}) \text{Max}(\Delta T_1, \Delta T_2) \quad (1.2)$$

où :

\dot{m}_i : Débit massique de fluide (chaud ou froid)

C_{pi} : Chaleur massique du fluide (chaud ou froid) à pression constante.

Les performances d'un échangeur sont un compromis entre le flux de chaleur échangé et les pertes de charge au sein de l'appareil, en augmentant le nombre de **REYNOLDS** (ou la vitesse d'écoulement des fluides), le flux de chaleur échangé et la perte de pression augmentent. On cherchera donc à avoir un maximum d'échange pour des pertes de charge les plus faibles possible.

I.5.1 Méthode L.M.T.D

Elle est basée sur la Moyenne Logarithmique des Différences de Températures. La détermination de cette moyenne est faite sous les hypothèses suivantes :

- La surface de séparation est la seule surface d'échange.
- On supposera que l'échangeur est sans pertes thermiques, c'est-à-dire que pendant l'échange, toute la chaleur cédée par le fluide chaud est transmise intégralement au fluide froid.
- La capacité thermique massique des fluides C_{p1} et C_{p2} reste constante pendant la traversée de l'échangeur Ceci n'est qu'une simplification puisque C_p est fonction de la température.
- Le coefficient d'échange global « U » reste constant tout le long de la surface d'échange ce qui revient à dire que l'on considère les coefficients d'échange superficiels « h_i et h_e » constants.

Remarque : En pratique, on évalue C_{p1} et C_{p2} pour des conditions moyennes d'utilisation des fluides soit : $(T_e + T_s)/2$.

L'équation de la puissance thermique échangée au sein d'un échangeur, suivant la méthode LMTD, peut s'écrire sous la forme suivante [6] :

$$\phi = U \cdot F \cdot S \cdot \Delta TLM = U \cdot F \cdot S \cdot DTLM \quad (1.3)$$

Où :

$$\Delta TLM = DTLM = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)}$$

Avec :

U : Coefficient global d'échange [W/m².K]

S : Surface d'échange [m²]

DTLM : Différence de température logarithmique moyenne [°C]

F : Facteur de correction permettant de tenir compte de la configuration réelle de l'échangeur.

F = 1 dans le cas d'échangeurs à **contre-courant** ou **courants parallèles**.

L'évaluation de ΔT_1 et ΔT_2 dépend du type d'échangeur.

I.5.1.1 Echangeurs à courants parallèles ou échangeurs anti-méthodiques

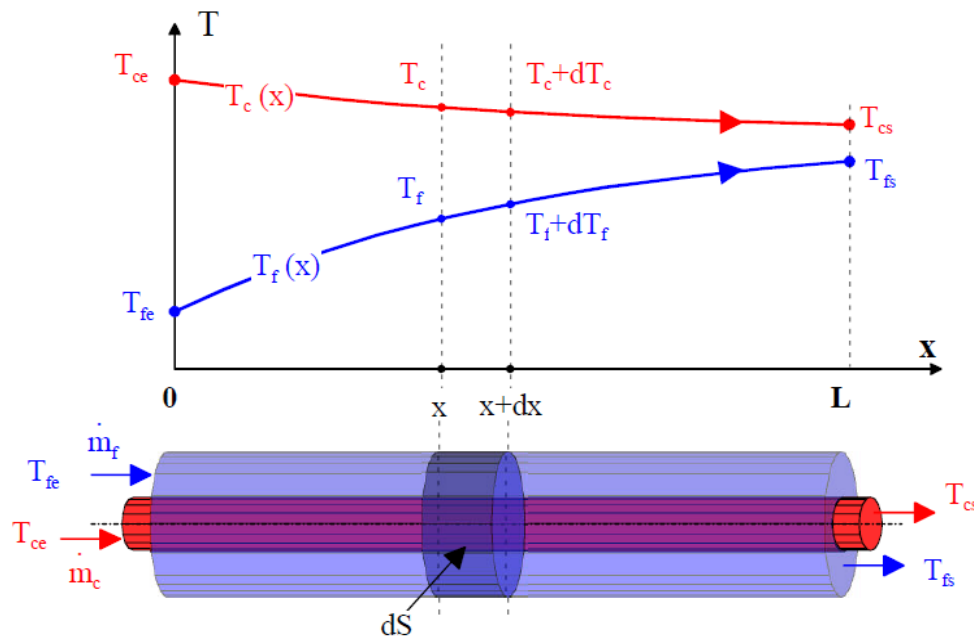


Figure I.13 : Evolution des températures des deux fluides le long d'un échangeur co-courant [2].

$$\Delta T_1 = (T_{ce} - T_{fe}) = (T_{c1} - T_{f1}) \quad (1.4)$$

$$\Delta T_2 = (T_{cs} - T_{fs}) = (T_{c2} - T_{f2}) \quad (1.5)$$

I.5.1.2- Echangeurs à contre-courant ou échangeurs méthodiques

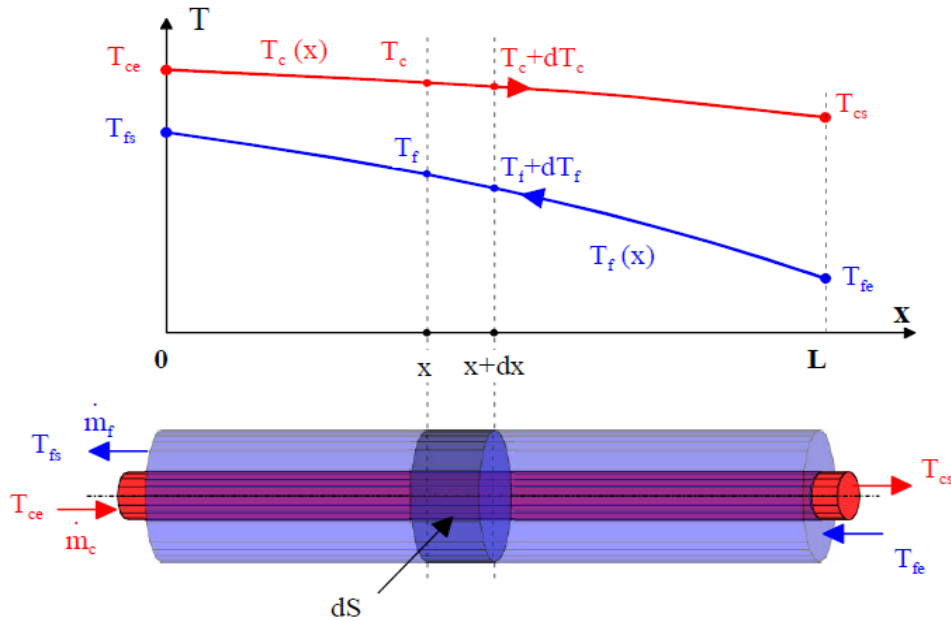


Figure I.14 : Evolution des températures des deux fluides le long d'un échangeur à contre-courant [2].

$$\Delta T_1 = T_{c1} - T_{f2} = T_{ce} - T_{fs} \quad (1.6)$$

$$\Delta T_2 = T_{c2} - T_{f1} = T_{cs} - T_{fe} \quad (1.7)$$

- La température de sortie du fluide froid ($T_{fs} = T_{f2}$) ne peut pas atteindre la température du fluide chaud à la sortie ($T_{cs} = T_{c2}$) dans le cas d'un échangeur de chaleur à courants parallèles, mais elle peut la dépasser dans le cas d'un échangeur à contre-courant.
- Dans le cas où $U.S$ est équivalent pour les deux échangeurs de chaleur, on aura :

$$\Delta T_{LM} (\text{contre-courant}) > \Delta T_{LM} (\text{co-courant})$$

I.5.1.3 Echangeurs à courant croisé

Dans ce cas, le facteur de correction F introduit dans l'expression (1.3) prend une valeur différente de l'unité obtenue à partir d'abaques spéciaux et le ΔT_{LM} sera calculé comme si on avait à faire à un échangeur à contre-courant.

I.5.2 Méthode du NUT (Nombre d'unités de transfert)

I.5.2.1 Introduction :

Il est simple et commode d'utiliser la méthode (LMTD) lorsque les températures d'entrée des fluides sont connues et que leurs températures de sortie sont imposées ou facilement accessibles à partir des bilans d'énergie. Dans ce cas, nous avons :

$$\phi = \dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) \quad (1.8)$$

$$\phi = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (1.9)$$

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

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

\dot{m}_c, \dot{m}_f : Débits massiques du fluide chaud et du fluide froid respectivement.

C_{pc}, C_{pf} : Chaleurs massiques à pression constante des deux fluides.

Cependant, lorsque seules les températures aux entrées sont connues et que l'emploi de la méthode ΔT_{LM} exige de procéder à un calcul par itération, qui peut dans certains cas se révéler fastidieux, il est préférable d'utiliser une approche proposée par **CHILTON** et **COLBURN (1935)** et développée par **KAYS** et **LONDON (1951)**, désignée sous le nom de "METHODE DU NOMBRE D'UNITES DE TRANSFERT" abrégée en « NUT » [7].

I.5.2.2- Principe de la méthode NUT

Cette méthode s'appuie sur la notion d'efficacité. En effet si l'on peut calculer ou mesurer l'efficacité d'un échangeur, connaissant le flux maximal pouvant être échangé, Q_{max} , on peut obtenir le flux réel échangé $Q_{réel}$.

I.5.2.2.1 Le flux thermique maximum :

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

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. Nous avons :

$$\phi = \dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) \quad (1.10)$$

$$\phi = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (1.11)$$

Notons : $C_{min} = (\dot{m} C_p)_{min}$, $C_{max} = (\dot{m} C_p)_{max}$ et $C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}}$

On distingue deux cas différents pour exprimer le flux thermique maximum [6]:

- Cas 1 : $\dot{m}_c C_{pc} < \dot{m}_f C_{pf} \rightarrow C_{min} = \dot{m}_c C_{pc}$

L'écart de température maximum est atteint par le fluide chaud. Et le flux de chaleur maximum est donné par :

$$\phi_{max} = \dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{fs}) \quad (1.12)$$

- Cas 2 : $\dot{m}_c C_{pc} > \dot{m}_f C_{pf} \rightarrow C_{min} = \dot{m}_f C_{pf}$

Dans ce cas, le fluide froid subit le plus grand écart de température.

Donc le flux de chaleur maximum est donné par :

$$\phi_{max} = \dot{m}_f C_{pf} (T_{cs} - T_{fe}) \quad (1.13)$$

Le flux réel s'obtient alors simplement en multipliant par l'efficacité :

$$\phi_{réel} = \varepsilon \cdot \phi_{max} \quad (1.15)$$

On appelle nombre d'unité de transfert, noté NUT, le rapport adimensionnel [6]:

$$NUT = \frac{U \cdot S_T}{C_{min}} = \frac{1}{C_{min}} \int_0^{S_T} U \, dA \quad (1.16)$$

Où on a :

S_T : Surface extérieure totale d'échange (m^2).

U : Coefficient de transfert global, considéré constant de l'entrée à la sortie de l'échangeur exprimé en ($W/m^2 \cdot K$).

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

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

Le calcul d'un échangeur de chaleur par la méthode NUT se fait selon les étapes suivantes :

- 1- Calcul du coefficient d'échange global U
- 2- Evaluation de $\dot{m}_1 C_{p1}$, $\dot{m}_2 C_{p2}$, C_{min} , C_{max} , C_r .
- 3- Evaluation de NUT.
- 4- Calcul de l'efficacité ε .
- 5- Calcul du flux de chaleur $\phi = \varepsilon \cdot C_{min} \Delta T_{max}$
- 6- Calcul des températures de sortie des deux fluides.

I.5.2.2 L'efficacité de l'échangeur ε :

Généralement, les débits et la nature des deux fluides sont connus. Les températures d'entrée des 2 fluides sont connues. Il reste à estimer l'efficacité de l'échangeur. Son calcul est simple pour des échangeurs simples (tubes, plan, etc...) ; par contre pour des formes plus complexes son calcul devient impossible. Seule l'expérimentation est susceptible de donner des résultats fiables [8].

Cette efficacité est une fonction de trois grandeurs [4] :

$$\varepsilon = f (NUT, C_r, \text{Configuration de l'échange thermique})$$

Des abaques issus de calculs théoriques ou de résultats expérimentaux permettent d'obtenir l'efficacité de l'échangeur et donc le flux réel échangé.

L'efficacité d'échange de chaleur peut s'exprimer en fonction des caractéristiques physiques spécifiques aux fluides et de la configuration de l'échange thermique des fluides. Selon le cas $\dot{m}_c C_{pc} < \dot{m}_f C_{pf}$ ou $\dot{m}_c C_{pc} > \dot{m}_f C_{pf}$, cette efficacité prendra différentes formes :

$$\text{Cas : } C_{min} = \dot{m}_c C_{pc} \Rightarrow \varepsilon = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (1.17)$$

$$\text{Cas : } C_{min} = \dot{m}_f C_{pf} \Rightarrow \varepsilon = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (1.18)$$

a- Expressions de l'efficacité ε

Pour une configuration des écoulements à courants croisés, l'efficacité sera donnée par les différentes expressions selon le cas :

- **Cas d'un fluide brassé [6] :**

- Le fluide brassé (chaud ou froid) commande le transfert de chaleur :

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[-\frac{1}{C_r} (1 - \exp(-C_r \cdot NUT)) \right] \quad (1.19)$$

- Le fluide brassé (chaud ou froid) ne commande pas le transfert de chaleur :

$$\varepsilon = \frac{1}{C_r} \left[1 - \exp(-C_r (1 - \exp(-NUT))) \right] \quad (1.20)$$

- Lorsque $C_r = 0$ (changement de phase)

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT) \quad (1.21)$$

- Lorsque $NUT \rightarrow \infty$:

i- Le fluide brassé a la capacité calorifique minimale ($m C_p$)_{min} :

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(-\frac{1}{C_r}\right) \quad (1.22)$$

ii- Dans le cas contraire :

$$\varepsilon = \frac{1}{C_r} [1 - \exp(-C_r)] \quad (1.23)$$

• **Cas où les deux fluides sont brassés [6] :**

Dans le cas où les fluides seraient brassés, on a :

- Cas où $C_r < 1$:

$$\varepsilon = \frac{NUT}{\frac{NUT}{1 - \exp(-NUT)} + \frac{C_r \cdot NUT}{1 - \exp(-C_r \cdot NUT)} - 1} \quad (1.24)$$

- Cas où $NUT \rightarrow \infty$:

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + C_r} \quad (1.25)$$

- Cas où $C_r = 0$ (changement de phase) :

-

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT) \quad (1.26)$$

• **Deux fluides non brassés :**

Si les deux fluides sont non brassés, il n'existe pas de solutions analytiques générales de l'efficacité en fonction de NUT et de C_r .

En revanche, il existe des corrélations, comme l'expression ci-dessous valable dans le cas où il n'y a pas de changement de phase [7]:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{\exp(-C_r \cdot NUT^{0,78}) - 1}{C_r \cdot NUT^{-0,22}}\right] \quad (1.27)$$

Pour pouvoir utiliser la méthode NUT dans le calcul d'un échangeur de chaleur, il est indispensable de connaître les données opérationnelles suivantes :

- La surface d'échange.
- Les températures d'entrée des deux fluides.
- Les débits des deux fluides.
- La configuration des écoulements des deux fluides.

- Le coefficient global d'échange moyen U (calculé à partir des coefficients d'échanges locaux intérieur et extérieur).

I.6 Résolution Numérique des problèmes de transfert de chaleur

La solution mathématique exacte pour les problèmes liés à la conduction et à la convection thermique en régime transitoire dans le cas monodimensionnel, dont la géométrie est relativement régulière (rectangulaire, cylindrique, sphérique, mur plan ou des combinaisons des dites géométries), s'obtient par l'application des méthodes analytiques, telles que les transformations intégrales, la séparation des variables, etc. Cependant, pour les problèmes traitant des géométries ou des conditions aux limites compliquées, ces méthodes ne sont plus applicables. Dans ce genre de cas, la meilleure alternative est d'utiliser les techniques numériques telles que les Différences Finies, les Eléments Finis et les Volumes Finis, vue la facilité de les prolonger aux problèmes bidimensionnels et tridimensionnels.

I.6.1 La Méthode des Volumes Finis

Les méthodes des volumes finis ont été parmi les premières à atteindre un stade de développement avancé pour les calculs d'écoulements stationnaires et instationnaires. Elles ont permis une prise en compte complète des effets de non linéarité et de compressibilité ainsi que les effets de viscosité. Elles ont supplantés les méthodes classiques basées sur les différences finies dans le traitement des problèmes complexes notamment tridimensionnels.

La technique comprend deux étapes importantes :

- le maillage : il consiste à diviser le domaine en plusieurs intervalles réguliers, appelés volumes de contrôle.
- La discrétisation : lors de cette étape les équations sont intégrées dans les volumes de contrôle.

I.6.2 Maillage

Dans le cas d'une étude à une dimension de l'espace en régime instationnaire, le maillage reste le même que pour le cas des problèmes stationnaire, le maillage est constitué d'une droite subdivisée en un nombre fini de segments réguliers. Ceux-ci constituent les volumes de contrôle dans le cas unidimensionnel. Ci-dessous, nous donnons l'exemple d'un maillage comprenant quelques volumes de contrôle qu'on peut adopter pour la discrétisation du bilan énergétique :

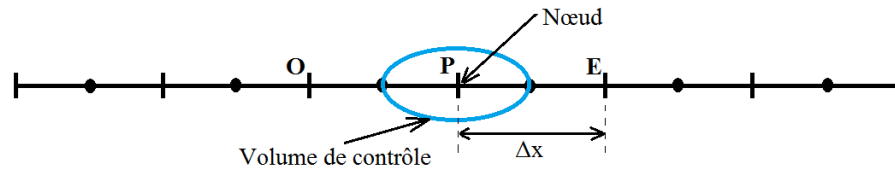


Figure I.15 : Maillage [9].

E et O sont appelés « Est » et « Ouest ».

P, E et O sont appelés nœuds et Δx le pas.

Dans cette étape, on divise le domaine de calcul en un nombre fini et discret de volumes de contrôle. Le centre de chaque volume est placé exactement au milieu du segment correspondant. Par commodité, on s'arrange pour que les facettes des nœuds de frontières coïncident exactement avec les valeurs aux frontières du domaine de calcul. Dans notre cas, le domaine sera divisé selon le nombre de volumes de contrôle qu'on veut avoir.

Chapitre II

Analyse de l'évaporateur et
détermination de la température de l'air
de refroidissement

II.1 Introduction :

Dans ce chapitre, nous allons étudier les processus de transfert de chaleur au sein de l'évaporateur du système frigorifique principalement dans le but de déterminer la température de l'écoulement d'air qui va être dirigé vers le bloc des cannettes pour les refroidir.

L'échangeur à ailettes continues est appelé "batterie à ailettes" ; il est utilisé dans le cas d'un échange liquide gaz comme dans les cas suivants : radiateur de voiture, condenseur ou évaporateur d'une installation frigorifique...etc. La faible valeur du coefficient convectif du gaz, qui est souvent de l'air, est compensée par l'augmentation de surface en posant des ailettes continues de diverses formes sur la surface d'échange primaire associé en général à l'utilisation d'un ventilateur. L'ailette est une plaque mince construite dans un métal très bon conducteur (cuivre, aluminium,...etc.), elle contient plusieurs trous circulaires par lesquels passent tous les tubes de la batterie. Un faisceau de tubes contient plusieurs dizaines d'ailettes.

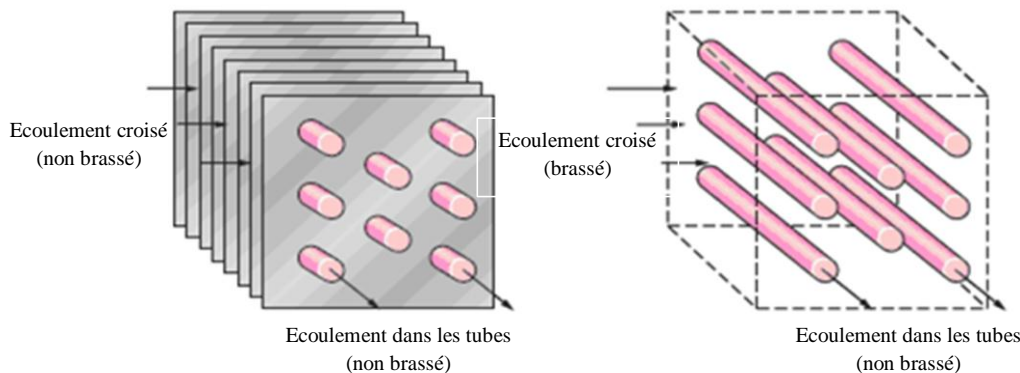


Figure 2-1 : Schéma d'un échangeur à courants croisés [2].

Une installation frigorifique comporte au moins deux échangeurs de chaleur :

- Un condenseur dont le but est d'assurer le transfert de chaleur du fluide frigorigène au milieu extérieur.
- Un évaporateur dont le rôle est d'assurer le transfert de chaleur du milieu à refroidir au fluide frigorigène.

Ces deux échangeurs se caractérisent par un écoulement diphasique du fluide frigorigène.

Dans ce chapitre, nous allons exposer la procédure de calcul des coefficients de transfert de chaleur et des pertes de charges dans un échangeur de type batterie à ailettes, utilisé comme évaporateur dans un système frigorifique.

II.2 Echange thermique dans un évaporateur

Un évaporateur est un appareil où a lieu la vaporisation d'un fluide frigorigène provenant du détendeur, il permet de transmettre le froid (ou plutôt d'absorber la chaleur) au circuit à refroidir, représenté par 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 du fluide extérieur tout au long de l'échangeur. Le fluide frigorigène sort de l'évaporateur à une température légèrement supérieure à sa température de vaporisation (donc légèrement surchauffé).

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 du fluide frigorigène et de la température à laquelle a lieu l'évaporation), voit sa valeur augmenter au fur et à mesure de la progression du mélange liquide/vapeur au sein de l'évaporateur jusqu'à ce que tout le liquide disparaisse et la vapeur résultante soit légèrement surchauffée à la sortie.

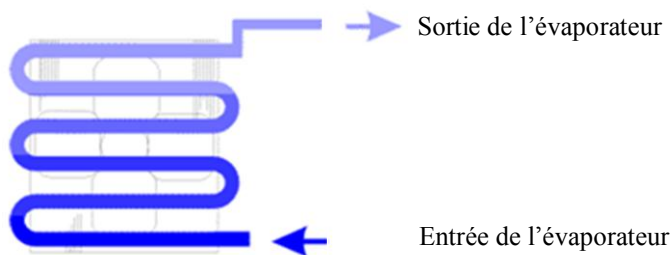


Figure 2-2 : Evolution du titre de vapeur à l'intérieur de l'évaporateur [10].

II.3 Evolution de la température dans un évaporateur

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 légèrement supérieur de 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 réglée.

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 la température de saturation en sortie de l'évaporateur.

Quand on utilise des mélanges azéotropiques de deux ou plusieurs réfrigérants, le profil de température pendant l'évaporation sera 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 suivante :

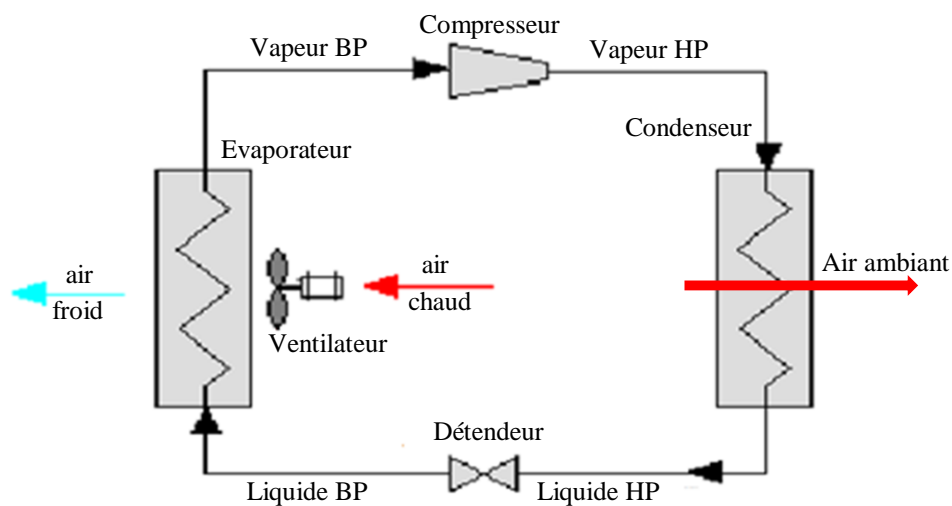


Figure II-3 : L'emplacement d'un évaporateur dans une installation frigorifique.

II.4 Classification des évaporateurs

Suivant le but qui leur est assigné, les évaporateurs peuvent être classés en [11] :

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

Dans le cas où l'évaporateur est de type "batterie à ailettes", et selon le mode de fonctionnement on peut distinguer :

II.4.1 Evaporateur noyé :

Dans ce type d'échangeur, l'évaporation se produit à l'extérieur des tubes complètement noyés dans la phase liquide. Si la perte de charge due à la circulation du fluide frigorigène est négligeable, la température de ce fluide est constante tout au long de l'évaporateur et égale à la température d'évaporation.

La figure ci-dessous illustre les variations de température du fluide frigorigène et de l'air le long de la surface de l'évaporateur.

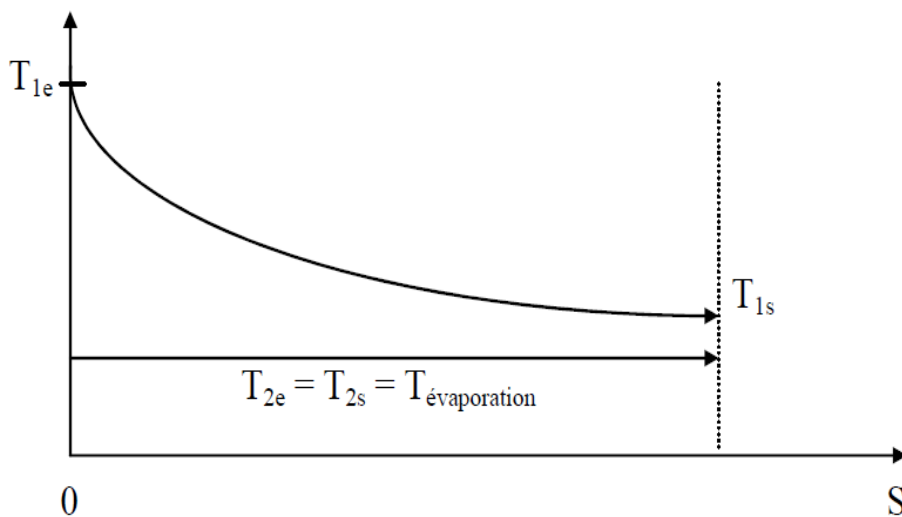
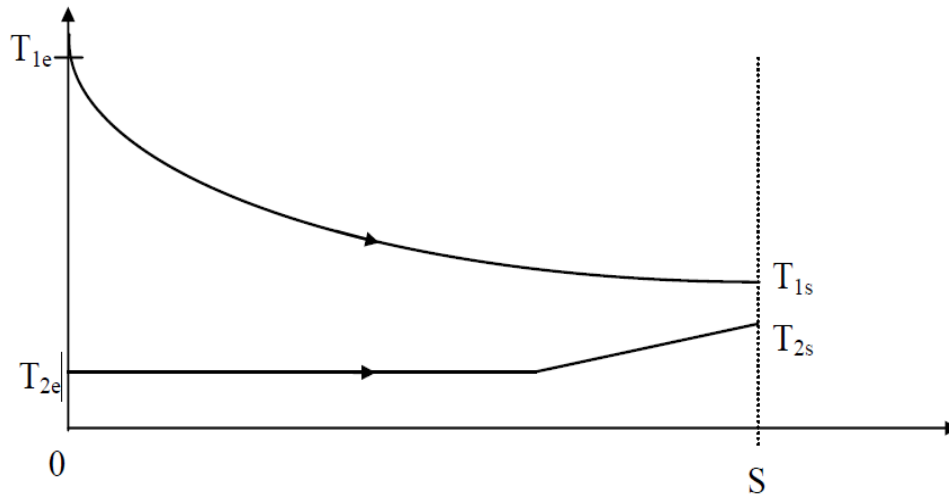


Figure II-4 : Evolution des températures du fluide frigorigène et de l'air dans un évaporateur noyé [11].

II.4.2 Evaporateur à détente sèche :

Dans ce type d'échangeur, l'évaporation se produit à l'intérieur des tubes dans lesquels le fluide frigorigène circule. Du point de vue des transferts thermiques, deux points différencient ces évaporateurs des précédents :

- pour éviter tout risque que du liquide pénètre dans le compresseur, les vapeurs sont légèrement surchauffées ce qui entraîne une variation de la température du fluide frigorigène dans la partie terminale de l'échangeur.
- pour les titres de vapeur supérieurs à 75 %, le coefficient de transfert côté fluide frigorigène chute brutalement ce qui ne permet plus de considérer le coefficient globale de transfert comme constant.



II.5 Description du modèle

L'évaporateur utilisé dans le cadre de notre projet, est un échangeur compact de type "batterie à ailettes", il est constitué de 24 tubes en cuivre de diamètre 8/10 mm disposés en quinconce. Ces tubes traversent perpendiculairement des feuilles métalliques d'épaisseur 0.2 mm, de hauteur 491 mm et de largeur 92 mm, formant des ailettes entre lesquelles circule l'air. Ces ailettes sont au nombre de 118.

La configuration d'échange est à courant croisé, à écoulement non brassé.

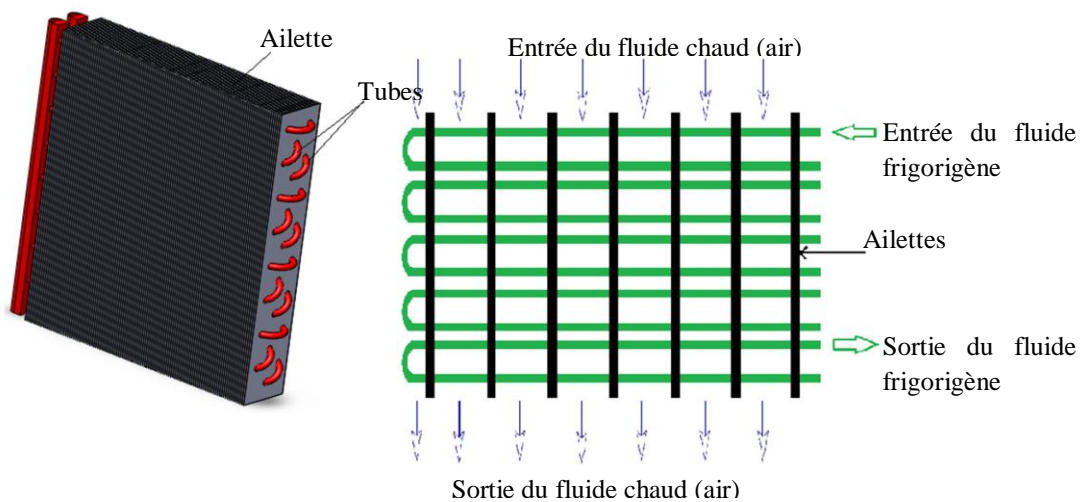


Figure II-6 : Principe de l'échangeur batterie à ailettes à courants croisés.

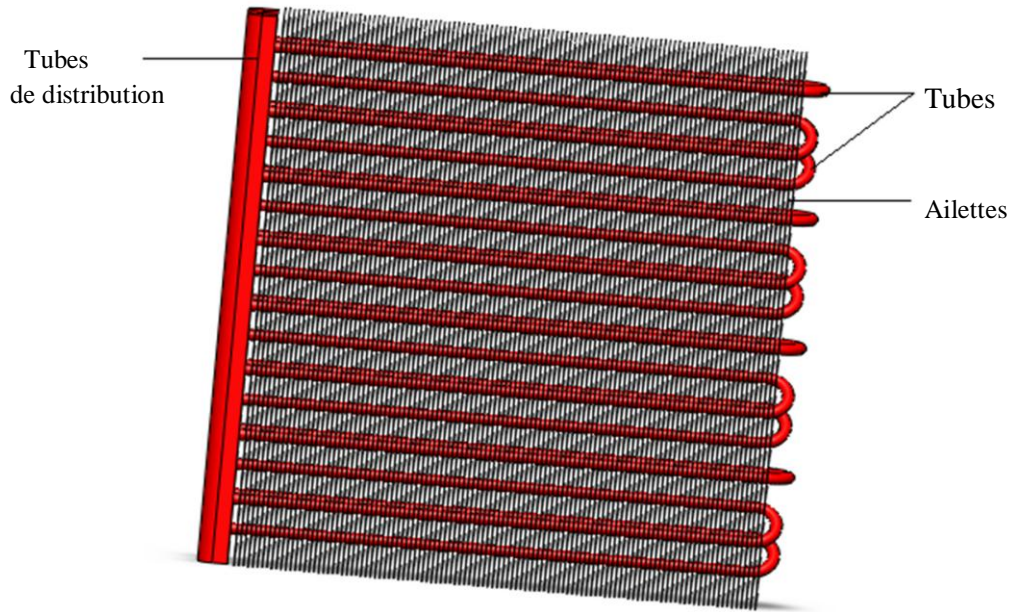


Figure II-7 : Vue générale de l'évaporateur de types "batterie à ailettes" à courant croisés (réalisé avec SolidWorks).

II.6 Calculs concernant l'évaporateur

La procédure de calcul concernant l'évaporateur, dont le rôle est de refroidir l'air nécessaire au refroidissement des cannettes, nécessite l'utilisation de corrélations pour les calculs thermiques et hydrauliques, corrélations que nous allons présenter dans les paragraphes qui suivent.

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

- La section de passage est constante.
- L'air est considéré comme étant sec et incompressible avec des propriétés physiques constantes.
- Le fluide frigorigène est diphasique.

Comme les calculs que nous allons effectuer sur l'évaporateur sont des calculs de performance, c'est la méthode NUT qui sera adoptée pour la détermination de la puissance thermique échangée et des températures de sortie des fluides à partir de la connaissance des températures d'entrée et de la surface d'échange. Cette démarche correspond à la simulation du fonctionnement, après sélection, d'un échangeur existant.

Le calcul hydraulique consistera essentiellement à évaluer la perte de charge côté air.

II.6.1 Calcul thermique

L'efficacité de l'évaporateur sera calculée par la méthode de *l'efficacité-nombre d'unité de transfert* (ε - NUT).

Le taux d'échange de chaleur dans l'évaporateur est donné par [8]:

$$\phi_{réel} = \varepsilon \phi_{max} \quad (2.1)$$

avec :

$$\phi_{max} = (\dot{m} C_p)_{min} (\Delta T_{max}) \quad (2.2)$$

où :

ϕ_{max} représente le taux d'échange de chaleur maximum entre les deux fluides et, ΔT_{max} , la différence entre les températures des deux fluides à leurs entrées dans l'évaporateur.

II.6.1.1 L'efficacité ε d'un évaporateur :

Dans le cas d'un évaporateur où le fluide frigorigène subit un changement de phase, la chaleur spécifique du fluide frigorigène est infinie et le rapport $C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}}$ tend vers zéro, par conséquent l'expression de l'efficacité dans ce cas est donnée par la relation :

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT) \quad (2.3)$$

où le nombre d'unités de transfert NUT est défini par [8] :

$$NUT = \frac{U \cdot S_T}{C_{min}} \quad (2.4)$$

avec : $C_{min} = (\dot{m} C_p)_{min}$, et U représentant le coefficient d'échange de chaleur global à travers les résistances au transfert de chaleur qui séparent les deux fluides.

II.6.1.2 Calcul des coefficients d'échange de chaleur :

II.6.1.2.1 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 augmentée pour compenser cette faiblesse. De même, ce coefficient peut prendre des valeurs importantes ce qui conduit à un transfert très efficace. Ce coefficient est directement affecté par les propriétés physiques des phases du fluide (des paramètres opératoires) tel que : le titre de vapeur et la vitesse massique.

Le taux de transfert chaleur peut s'écrire comme suit :

$$\phi = U S_T \Delta T_{lm} \quad (2.5)$$

où U représente le coefficient de transfert global exprimé en (W/ m²·K) et donné par :

$$U = \frac{1}{\left[\frac{1}{h_{int}} \left(\frac{S_T}{S_{int}} \right) \right] + \left[\frac{1}{h_{ext} \cdot \eta_g} \right] + R_{cd}} \quad (2.6)$$

avec:

ϕ : Taux de transfert de chaleur (W)

h_{int} : Coefficient d'échange convectif intérieur (W.m⁻²K⁻¹)

h_{ext} : Coefficient d'échange convectif côté air.

S_T : Surface extérieure totale d'échange

S_{int} : Surface intérieure.

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

R_{cd} : Résistance due à la conduction à travers la paroi séparant les deux fluides (K·m²/W).

Dans l'expression (2.6) ci-dessus du coefficient d'échange globale U, la résistance due à la conduction à travers la paroi séparant les deux fluides, R_{cd} , est généralement négligeable, l'expression ci-dessus devient alors :

$$U = \frac{1}{\left[\frac{1}{h_{int}} \left(\frac{S_T}{S_{int}} \right) \right] + \left[\frac{1}{h_{ext} \cdot \eta_g} \right]} \quad (2.7)$$

II.6.1.2.2- 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] :

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (2.8)$$

η_f : Rendement d'ailette (%)

où : $L = \frac{\varphi D_i}{2}$

avec :

$$\varphi = \left[1.27 \xi (\beta - 0.3)^{\frac{1}{2}} - 1 \right] * \left[1 + 0.35 \ln \left(1.27 \xi (\beta - 0.3)^{\frac{1}{2}} \right) \right]$$

$$\xi = \frac{a}{D_i} ; \quad \beta = \frac{2li}{a} ; \quad li = \frac{\left[\left(\frac{a}{2} \right)^2 - (b)^2 \right]^{\frac{1}{2}}}{2}$$

$$m = \left[\frac{2h_{\text{ext}}}{\lambda_f e_f} \right]^{1/2} \quad (2.9)$$

a : Pas transversal.

b : Pas longitudinal

c : Espacement entre les ailettes

D_e : Diamètre extérieur du tube

e_f : Épaisseur de l'ailette

λ_f : Conductivité thermique de l'ailette.

$$\eta_g = 1 - (1 - \eta_f) \frac{S_f}{S_T} \quad (2.10)$$

avec :

$$S_T = S_f + S_n \quad (2.11)$$

S_T : Surface extérieure totale.

S_f : Surface des ailettes.

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

où :

$$S_f = N_f \left(2 [(L_f \cdot l_f)] - 2 N_t \pi \frac{D_e^2}{4} \right) \quad (2.12)$$

L_f : Longueur de l'ailette.

l_f : Largeur de l'ailette.

e_f : Épaisseur de l'ailette.

N_f : Nombre d'ailettes.

N_t : Nombre de tubes.

et :

$$S_n = N_t [\pi \cdot D_e \cdot L_t - (\pi \cdot D_e \cdot e_f \cdot N_f)] \quad (2.13)$$

II.6.1.2.3- Calcul du coefficient de transfert de chaleur externe côté air (h_{ext}).

Le coefficient de convection côté air se calcule d'après l'analogie de Colburn par l'expression ci-après [8] :

$$h_{\text{ext}} = \frac{J G_c C_{p_a}}{(\text{Pr}_a)^{1/3}} \quad (2.14)$$

avec :

G_c : Vitesse massique maximale.

J : Coefficient de Colburn.

Le débit d'air qui traverse l'échangeur est donné par la relation :

$$\dot{m}_a = V_{fr} \cdot S_{fr} \cdot \rho_a$$

La vitesse massique maximale G_c s'obtient en appliquant le principe de conservation de la masse d'air à travers l'échangeur.

$$\dot{m}_a = G_{fr} S_{fr} = G_c S_c$$

Donc :

$$G_c = G_{fr} \frac{S_{fr}}{S_c}$$

avec :

$$\begin{aligned} S_{fr} &= L_f \cdot L_t \\ S_c &= S_{fr} - [8 \cdot (D_e \cdot L_t - N_f \cdot D_e \cdot e_f) + N_f \cdot (e_f \cdot L_f)] \end{aligned} \quad (2.15)$$

S_{fr} : Surface frontale totale [m²].

S_c : Surface minimale de passage de l'air à travers l'échangeur [m²].

L_t : Longueur de tube

d'où :

$$G_c = G_{fr} \frac{S_{fr}}{S_c} \quad (2.16)$$

D'après Mc Quiston [8], le coefficient de Colburn J dépend, comme dans le cas du coefficient de frottement, d'un paramètre JP , qui se calcule à l'aide de la relation :

$$JP = Re_{De}^{-0.4} \left(\frac{S_T}{S_0} \right)^{-0.15} \quad (2.17)$$

S_T : Surface totale d'échange.

$$S_T = S_n + S_f$$

S_n : Surface extérieure nette des tubes

S_f : Surface des ailettes.

S_0 : Surface extérieure lisse des tubes.

$$S_0 = N_t (\pi \cdot D_e \cdot L_t)$$

N_t : Nombre de tubes.

D_e : Diamètre extérieur des tubes.

- **Calcul du nombre de Reynolds :**

Dans ces expressions, le nombre de Reynolds basé sur le diamètre extérieur des tubes est calculé avec la vitesse massique maximale, soit :

$$Re_{De} = \frac{G_c D_e}{\mu_a} \quad (2.18)$$

G_c : La vitesse massique de l'air [$\text{kg}/\text{m}^2.\text{s}$]

ρ_a : La masse volumique de l'air (kg/m^3).

μ_a : Viscosité dynamique de l'air ($\text{N.s}/\text{m}^2$).

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

Le nombre de Prandtl est défini par la relation suivante :

$$Pr_a = \frac{c_{pa} \mu_a}{\lambda_a} \quad (2.19)$$

λ_a : Conductivité thermique de l'air [W/mK].

c_{pa} : La chaleur massique à pression constante de l'air [$\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$].

μ_a : viscosité dynamique de l'air ($\text{N.s}/\text{m}^2$).

Enfin, notons que les propriétés de l'air sont évaluées à la température moyenne.

II.6.1.2.4- Calcul du coefficient d'échange de chaleur côté fluide frigorigène.

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

- l'ébullition nucléée, caractérisée par la formation de 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 vitesse massique.
- Le diamètre de tube.
- Les propriétés thermodynamiques et thermocinétiques du fluide.

Dans le domaine de l'écoulement biphasique, Mc Quinton donne :

- Pour l'évaporation, d'après la relation de Pierre [8] :

$$h_{\text{int}} = 8.2 \cdot 10^{-4} \frac{\lambda_r}{D_i} \left[(R_{e_{Di}})^2 \left(\frac{\Delta x h_{fg}}{c g} \right) \right]^{0.5} \quad (2.20)$$

Le nombre de Reynolds côté fluide frigorigène est donné par :

$$R_{e_{Di}} = \frac{G_{m_r} D_i}{\mu_r} \quad (2.21)$$

où: $G_{m_r} = V_r \rho_r$ représente la vitesse massique du fluide frigorigène, V_r et ρ_r étant la vitesse d'écoulement et la masse volumique du fluide frigorigène respectivement. La vitesse V_r est donnée par :

$$V_r = \frac{\dot{m}_r}{S_{\text{int}} \rho_r N_t} \quad (2.22)$$

\dot{m}_r : Débit de fluide frigorigène.

N_t : Nombre de tubes.

S_{int} : Section de passage du fluide frigorigène.

Les autres paramètres intervenant dans l'expression (2-20) sont les suivants :

h_{fg} : Enthalpie massique de vaporisation.

c : Espacement entre les ailettes.

g : Accélération de la pesanteur.

C_{p_r} : Chaleur massique de fluide frigorigène.

λ_r : Conductivité thermique du fluide frigorigène.

Le nombre de Prandtl pour le fluide frigorigène peut également être calculé à l'aide de l'expression :

$$Pr = \frac{\mu_r C_{p_r}}{\lambda_r} \quad (2.23)$$

Les propriétés du fluide frigorigène sont évaluées à la température d'évaporation.

II.6.2– Calcul hydraulique

Nous allons donner, dans ce qui suit, les expressions des relations permettant le calcul des pertes de charges.

II.6.2.2- Calcul de la perte de charge côté air (pertes externes)

La perte de charge côté air est donnée par la relation suivante [8] :

$$\Delta P_{\text{évap}} = \frac{G_c^2}{2 \rho_1} \left[(1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} - 1 \right) + f \left(\frac{S_T}{S_c} \frac{\rho_1}{\rho_m} \right) \right] \quad (2.24)$$

σ : Rapport de la section de passage minimale côté air sur la section frontale.

$$\sigma = \frac{S_c}{S_{fr}}$$

f : Coefficient de frottement.

ρ_1, ρ_2 : Les masses volumiques de l'air à l'entrée et à la sortie de l'échangeur (évaporateur) respectivement.

ρ_m : Masse volumique moyenne de l'air à travers l'échangeur.

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

Le coefficient de frottement (f) sera déterminé à partir de la relation de Blasius en fonction de nombre de Reynolds.

$$f = 0.316 (\text{Re}_{DH})^{-0.25} \quad (2.25)$$

avec :

$$\text{Re}_{DH} = \frac{v_{fr} \rho_a D_H}{\mu_a} \quad (2.26)$$

D_H : Diamètre hydraulique.

II.6.2.3– Configuration géométrique de l'évaporateur étudié :

Nous montrons à la figure ci-dessous la configuration géométrique de l'évaporateur étudié, où le fluide extérieur est l'air qui arrive avec une vitesse frontale V_{fr} à l'entrée. Et, à l'intérieur des tubes, le fluide frigorigène s'écoule avec une vitesse V_{int} .

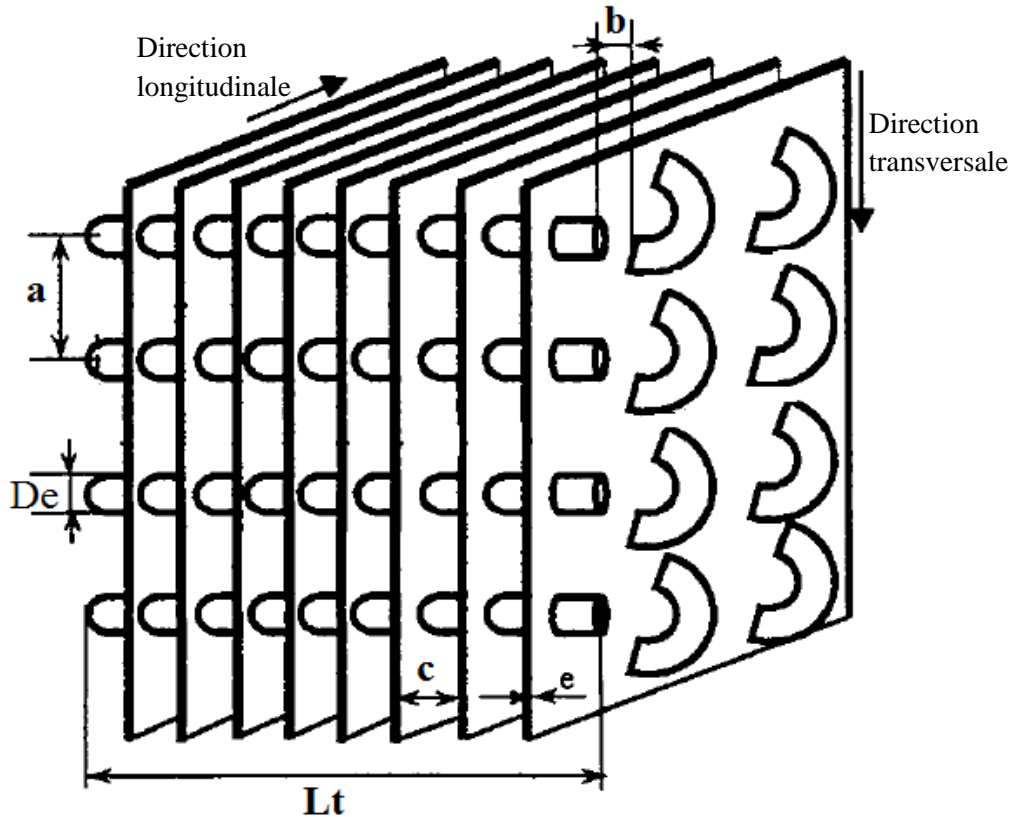


Figure II-8 : Schéma de la configuration géométrique de l'évaporateur étudiée.

$$D_H = \frac{4c(\sqrt{(a^2 + b^2)} - D_e)}{2(c + \sqrt{(a^2 + b^2)} - D_e)} \quad (2.27)$$

D_e : Diamètre extérieur des tubes (mm).

a : Le pas transversal (mm).

b Le pas longitudinal (mm).

c : L'espacement entre ailettes (mm).

II.6.3 Puissance échangée au niveau de l'évaporateur

Le flux de chaleur maximum est donné par :

$$\phi_{max} = C_{min} (T_{ea} - T_{er}) \quad (2.28)$$

T_{ea} : Température de l'air à l'entrée de l'évaporateur.

T_{er} : Température d'entrée du fluide frigorigène.

Comme déjà mentionné ci-dessus, l'efficacité de l'évaporateur est définie comme le rapport entre l'échange de chaleur effectif et l'échange maximum :

$$\varepsilon = \frac{\phi_{réel}}{\phi_{max}} \quad (2.29)$$

Le flux de chaleur réel échangé au niveau de l'évaporateur est calculé selon l'expression suivante :

$$\phi_{réel} = \varepsilon \phi_{max} = \varepsilon C_{min} (T_{ea} - T_{er}) \quad (2.30)$$

Le flux de chaleur réel peut également s'écrire sous la formule suivante :

$$\phi_{réel} = C_{min} (T_{ea} - T_{sa}) \quad (2.31)$$

où T_{sa} , représente la température de l'air à la sortie de l'évaporateur. D'où on obtient :

$$T_{sa} = T_{ea} - \varepsilon C_{min} (T_{ea} - T_{er}) \quad (2.32)$$

II.6.3 Conclusion

Sur la base des équations présentées dans ce chapitre, une procédure de calcul a été programmée sur le logiciel MATLAB pour la détermination de la température de l'air de refroidissement dont la valeur devrait évoluer en fonction de la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur. Un organigramme de cette procédure a été inséré à l'annexe (I). Dans le chapitre suivant, nous allons aborder le problème du refroidissement des cannettes à l'aide de cet air.

Chapitre III

Etude du refroidissement des
cannettes par la circulation d'air

III.1 Introduction

Une étude numérique de la convection forcée au sein d'un conduit vertical entourant un bloc de cannettes sera menée dans ce chapitre. Le bloc de cannettes sera considéré comme un solide de conductivité thermique infinie dont la température évoluera de façon uniforme avec le temps. La circulation d'air est obtenue grâce à un ventilateur qui opère en circuit fermé comportant également l'évaporateur où le froid nécessaire sera généré.

Notre étude vise principalement à établir la variation de la température des cannettes avec le temps. Nous allons également faire une estimation de la consommation d'énergie nécessaire pour obtenir par refroidissement une température donnée des cannettes à partir d'une température initiale connue.

III.2 Description du système de refroidissement

Le modèle physique considéré est représenté ci-après sur plusieurs figures, nécessaires pour mettre en évidence les détails pertinents du système. Ce dernier consiste en 630 cannettes en aluminium de 6,7 cm de diamètre et 12,2 cm de hauteur, chacune, contenant des boissons gazeuses. Les cannettes sont placées dans une enceinte en forme de parallélépipède (voir figures III.1 et III.2). Pour des raisons d'encombrement, la largeur hors tout de cette enceinte doit être inférieure à 90 cm.

Le conduit dans lequel l'air circule autour des cannettes présente une largeur de 7cm et une profondeur de 46,9 cm. Le conduit et les faces avant et arrière de l'enceinte sont isolés avec 3,5 cm de polystyrène. La paroi extérieure est une plaque en aluminium de 0.3 mm d'épaisseur.

Comme mentionné ci-dessus, l'ensemble des cannettes sera modélisé en solide de masse (M) et d'une conductivité thermique infinie ($\lambda \rightarrow \infty$). La circulation d'air sera au contact des cannettes d'un côté et de la couche d'isolation en polystyrène de l'autre. Les dimensions des canaux de circulation de l'air sont données ci-dessus (section : $7 \cdot 46.9 \text{ cm}^2$; longueur : 109.8 cm). A l'entrée du canal, l'air se trouve à la température de sortie-évaporateur (T_2). A la sortie du canal, on admettra que la température de l'air correspond à celle d'entrée dans l'évaporateur (T_1).

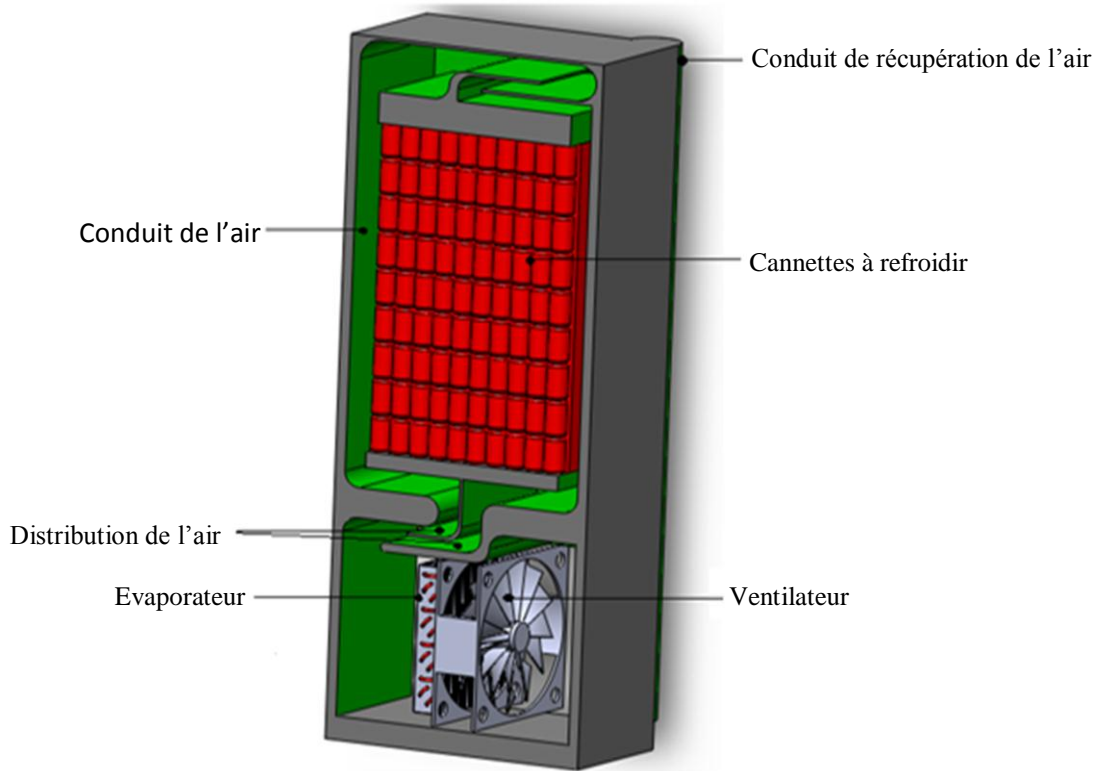


Figure III-1 : Représentation du système de refroidissement

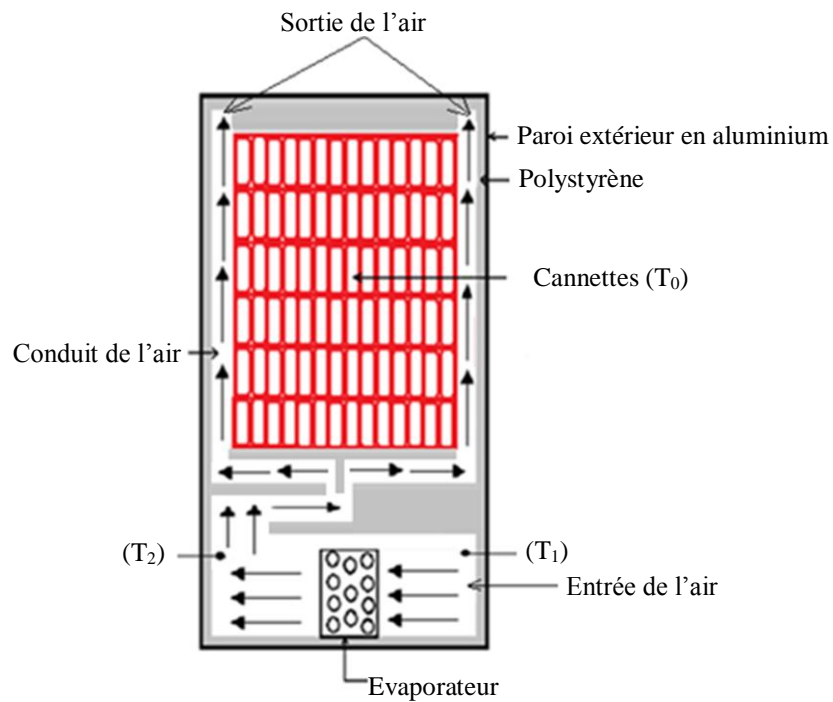


Figure III-2 : Schéma explicatif du système de refroidissement

III.3 Bilan énergétique autour d'un élément de volume

Considérons l'écoulement de l'air dans le conduit rectangulaire à l'intérieur duquel se trouve un volume élémentaire, fixe dans l'espace. L'air dans son écoulement passe à travers le volume élémentaire. Le schéma ci-dessous montre ce qui se passe dans un tel volume élémentaire :

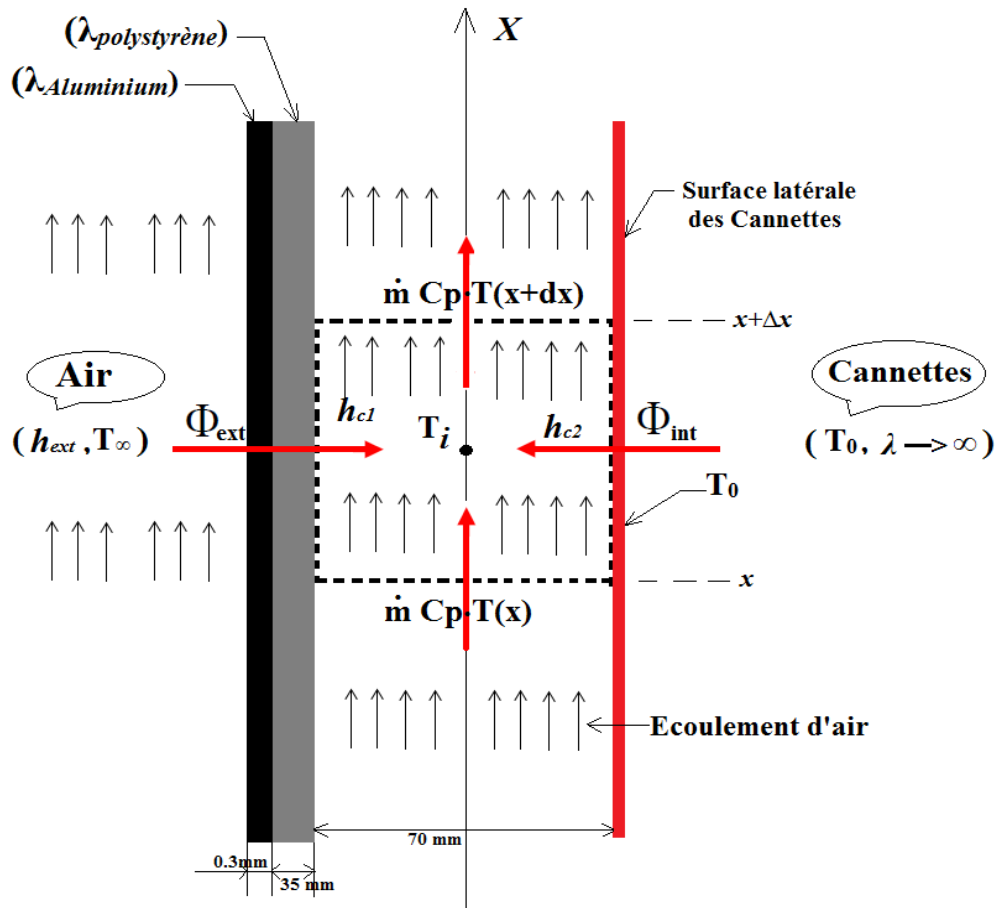


Figure III-3 : Bilan d'énergie d'un volume d'air élémentaire.

En appliquant le principe de conservation de l'énergie au volume de contrôle élémentaire de la figure (III-2) ci-dessus, on aura :

$$\phi_{ext} + \phi_{int} + \dot{m} c_p T(x) - \dot{m} c_p T(x + dx) = \rho (L \cdot l \cdot \Delta x) c_v \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3.1)$$

ϕ_{ext}, ϕ_{int} : Flux de chaleur reçus à travers les parois (W).

$T(x)$: Température à l'entrée du volume élémentaire (°C).

$T(x + dx)$: Température à la sortie du volume élémentaire (°C).

T : Température du volume de contrôle à l'instant (t) (°C).

\dot{m} : Débit massique de l'air (kg/s).

c_p : Chaleur massique de l'air à pression constante (J/kg·K).

c_v : Chaleur massique de l'air à volume constant (J/kg·K).

ρ : Masse volumique de l'air (kg/m³).

L : Profondeur du canal (m).

l : Largeur du canal (m).

Δx : Hauteur du volume élémentaire (m).

III.3.1 Expressions des flux de chaleur

Les flux de chaleur sont donnés en fonction des résistances thermiques, conductrices et convectives par des expressions suivantes :

Flux de chaleur échangé avec le milieu ambiant :

$$\phi_{ext} = \frac{T_{\infty} - T(x)}{\frac{1}{h_{\infty} \cdot L \cdot dx} + \frac{e_{Al}}{\lambda_{Al} \cdot L \cdot dx} + R_{cont} + \frac{e_{Poly}}{\lambda_{Poly} \cdot L \cdot dx} + \frac{1}{h_{c1} \cdot L \cdot dx}} \quad (3.2)$$

Flux de chaleur échangé avec les cannettes de boisson :

$$\phi_{int} = \frac{T_0 - T(x)}{\frac{1}{h_{c2} \cdot L \cdot dx}} \quad (3.3)$$

Notons que les résistances thermiques apparaissant dans les expressions des flux de chaleur s'expriment comme suit :

$$R_{th1} = \frac{1}{h_{\infty} \cdot (L \cdot dx)} + \frac{e_{Al}}{\lambda_{Al} \cdot (L \cdot dx)} + \frac{R_{cont}}{(L \cdot dx)} + \frac{e_{Poly}}{\lambda_{Poly} \cdot (L \cdot dx)} + \frac{1}{h_{c1} \cdot (L \cdot dx)} \quad (3.4)$$

$$R_{th2} = \frac{1}{h_{c2} \cdot (L \cdot dx)} \quad (3.5)$$

avec :

R_{th1} : Résistance thermique de côté extérieur (environnement).

R_{th2} : Résistance thermique de côté intérieur (cannettes).

R_{cont} : Résistance de contact.

h_{∞} : Coefficient de convection extérieur.

h_{c1} : Coefficient de convection au voisinage de la surface de l'isolant (polystyrène).

h_{c2} : Coefficient de convection au voisinage de la surface des cannettes.

e_{Al} : Épaisseur de la plaque d'aluminium.

λ_{Al} : Conductivité thermique de l'aluminium.

e_{poly} : Épaisseur de la couche d'isolation en polystyrène.

λ_{poly} : Conductivité thermique de polystyrène.

III.3.2 Discrétisation

Pour le calcul de l'évolution des températures des volumes de contrôle élémentaires obtenus par discrétisation du système, nous avons adopté la méthode explicite qui consiste à écrire le bilan énergétique d'un élément à un instant donné en fonction des températures des éléments adjacents et de la température des cannettes à l'instant précédent. Cette discrétisation nous conduit à écrire la température d'un élément (i) qui se trouve à la position (x) à l'instant (t) sous forme :

$$T(t, x) = T_i^P \quad (3.6)$$

L'indice (i) se référant à la position et l'indice (P) au temps.

Après la discrétisation, le bilan d'énergie pour un intervalle de temps Δt , appliqué à un élément de volume devient (voir figure III.4) :

$$\phi_{ext} + \phi_{int} + \dot{m} \Delta t c_p T_{i-1}^P - \dot{m} \Delta t c_p T_i^P = \rho (L \cdot l \cdot \Delta x) c_v (T_i^{P+1} - T_i^P) \quad (3.7)$$

avec :

$$\phi_{ext} = \frac{T_\infty - T_i^{P+1}}{R_{th1}} \cdot \Delta t \quad \text{et} \quad \phi_{int} = \frac{T_0(t) - T_i^{P+1}}{R_{th2}} \cdot \Delta t$$

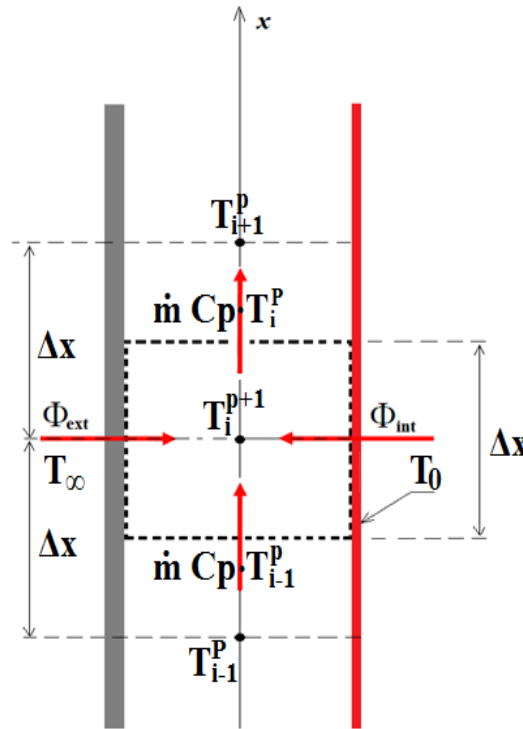


Figure III-4 : Bilan d'énergie du volume de contrôle autour d'un nœud.

Notation :

$$T_i(t) = T_i^P ; \quad T_i(t + n\Delta t) = T_i^{P+n} \quad \text{et} \quad T_0(t) = T_0^P ; \quad T_0(t + n\Delta t) = T_0^{P+n}$$

En portant les expressions des flux de chaleur dans l'équation du bilan d'énergie du volume de contrôle, on trouve :

$$\begin{aligned} \Delta t \cdot \frac{T_\infty - T_i^{P+1}}{R_{th1}} + \Delta t \cdot \frac{T_0^P - T_i^{P+1}}{R_{th2}} + \dot{m} \Delta t c_p [(T_{i-1}^P - T_i^P)] \\ = \rho (L \cdot l \cdot \Delta x) c_v (T_i^{P+1} - T_i^P) \end{aligned} \quad (3.8)$$

A partir de cette expression, la température de l'élément (i) à l'instant (p+1) peut être explicitée en fonction des températures connues à l'instant (p) comme suit :

$$T_i^{P+1} = \frac{\left((\rho c_v (L \cdot l \cdot \Delta x) - \dot{m} \Delta t c_p) T_i^P + \dot{m} \Delta t c_p T_{i-1}^P + \frac{\Delta t}{R_{th1}} T_\infty + \frac{\Delta t}{R_{th2}} T_0^P \right)}{\rho (L \cdot l \cdot \Delta x) c_v + \frac{\Delta t}{R_{th1}} + \frac{\Delta t}{R_{th2}}} \quad (3.9)$$

Posons :

$$A = \rho (L \cdot l \cdot \Delta x) c_v \quad \text{et} \quad B = \dot{m} \Delta t c_p$$

$$\Psi = A + \left(\frac{\Delta t}{R_{th1}} + \frac{\Delta t}{R_{th2}} \right)$$

L'expression (3.9) devient :

$$T_i^{P+1} = \frac{(A-B) T_i^P + B \cdot T_{i-1}^P + \frac{\Delta t}{R_{th1}} T_\infty + \frac{\Delta t}{R_{th2}} T_0^P}{\Psi} \quad (3.10)$$

Lorsqu'on passe d'une itération à la suivante, la nouvelle valeur de la température des cannettes s'obtient à la fin du processus de calcul en exprimant que la variation d'énergie interne du bloc, correspondant à la variation de sa température, est égale à la quantité de chaleur transférée du bloc vers l'air de refroidissement :

$$T_0^{p+1} = T_0^P - \Delta t \frac{(\sum_{i=1}^n \phi_{int})}{M_c \cdot c_{vc}} \quad (3.11)$$

où :

n : représente le nombre de volume élémentaire.

$(\sum_{i=1}^n \phi_{int})$: Flux de chaleur total cédé par les cannettes à l'air à l'instant (t).

T_0^p : Température des cannettes à l'instant (t)

T_0^{p+1} : Température des cannettes à l'instant (t+Δt)

c_{pc} : Chaleur massique du bloc de cannettes à refroidir

M_c : Masse du bloc.

III.4 Calcul du coefficient de convection dans le conduit :

Dans notre cas le conduit d'écoulement d'air a une forme rectangulaire. Le diamètre hydraulique du canal se calcule donc comme suit avec les dimensions définies précédemment :

$$D_h = \frac{4(L \cdot l)}{2(L+l)} = \frac{2 \cdot L \cdot l}{(L+l)} \quad (3.12)$$

Le nombre de Reynolds se calcule aisément à présent :

$$Re_{D_h} = \frac{\rho_a V_a D_h}{\mu_a} \quad (3.13)$$

avec $V_a = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a L \cdot l}$

En écoulement turbulent, il existe différentes expressions en convection forcée pour le nombre de Nusselt en fonction de nombre de Reynolds et du nombre de Prandtl, nous allons utiliser les deux expressions ci-après qui font intervenir également le coefficient de frottement.

Formule de Petukhov 1950-1960 [11] : valable dans le domaine $10^4 < Re_{D_h} < 5 \cdot 10^6$

$$Nu_D = \frac{(f/8) Re_D Pr}{1.07 + 12.7 \sqrt{f/8} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (3.14)$$

Formule de Gnielinski [11] : valable dans le domaine $2300 < Re_{D_h} < 5 \cdot 10^6$

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000) Pr}{1 + 12.7 \sqrt{f/8} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (3.15)$$

avec f , facteur de frottement donné par la relation :

$$f = \frac{1}{(1.82 \log_{10}(Re_D) - 1.64)^2} \quad (3.16)$$

Finalement le coefficient d'échange par convection s'obtient à partir du nombre de Nusselt :

$$h_{air} = \frac{Nu_D \cdot \lambda_a}{D_h} \quad (3.17)$$

III.5 Calcul des pertes de charge dans le conduit :

- **Modes d'écritures des pertes de charge :** les pertes de charge peuvent s'exprimer en termes de pression, de colonne de fluide ou d'énergie spécifique [13].

- Perte de charge exprimée en pression :

$$\Delta P = f \frac{L_c}{D_h} \rho_a \frac{V^2}{2} \quad [\text{Pa}] \quad (3.18)$$

- Perte de charge exprimée en hauteur de fluide :

$$\Delta H = f \frac{L_c}{D_h} \frac{V^2}{2g} \quad [\text{m}] \quad (3.19)$$

- Perte de charge exprimée en énergie spécifique :

$$\Delta E = f \frac{L_c}{D_h} \frac{V^2}{2} \quad [\text{J/kg}] \quad (3.20)$$

III.5.1 Calcul des pertes de charge

La perte de charge dans le conduit sera calculée par la formule de DARCY-WEISBACH, utilisée pour les pertes de charge régulières (linéaires), dans laquelle la longueur du conduit sera multipliée par 2 pour tenir compte des pertes de charge singulières :

$$\Delta P_{cond} = f \frac{L_c}{D_h} \rho_a \frac{V_a^2}{2} \quad (3.21)$$

Avec :

f : Coefficient de frottement (évalué à l'aide de la corrélation de BLASIUS).

V_a : Vitesse moyenne d'écoulement d'air dans le conduit.

L_c : Longueur du conduit multipliée par un facteur 2.

- **Energie consommée par le ventilateur** : elle se calcule à partir des pertes de charge dans l'ensemble du circuit du ventilateur (évaporateur et conduit) selon l'expression suivante :

$$E_v = \frac{(\Delta P_{evap} + \Delta P_{cond}) \cdot Q_V \cdot t_r}{\eta_v} \quad (3.22)$$

où :

E_v : Energie consommée par le ventilateur

ΔP_{evap} : Pertes de charge dans l'évaporateur.

ΔP_{cond} : Pertes de charge dans le conduit.

t_r : Temps de refroidissement.

η_v : Rendement du ventilateur (nous prendrons une valeur de 75%).

Q_V : Débit volumique d'air, le même que celui utilisé déjà dans l'évaporateur, étant donné que nous considérons l'air comme un fluide incompressible dans cette étude.

- **Energie consommée par le système frigorifique** : elle est calculable à partir de l'énergie extraite à l'air dans l'évaporateur et le coefficient de performance du système frigorifique pour lequel nous prendrons dans cette étude une valeur typique de 3, elle est donnée par :

$$E_c = \frac{\Phi_{evap} \cdot \Delta t}{COP} \quad (3.23)$$

avec : $\Phi_{evap} = \sum \dot{\phi}_{evap}$: Flux de chaleur cumulé dans l'évaporateur lors d'un cycle de refroidissement complet.

Δt : Incrément temporel adopté lors de l'exécution de la procédure de calcul.

COP : Coefficient de performance du système frigorifique.

- **Energie totale consommée par le système lors d'un cycle de refroidissement** :

$$E_t = E_c + E_v \quad (3.24)$$

III.6 Conclusion

Une procédure de calcul itérative qui s'appuie sur le modèle mathématique représentée par les différentes équations présentés dans ce chapitre est appliquée en plusieurs étapes, par incrémentation sur le temps. La procédure s'arrête lorsque la température désirée des cannettes est atteinte. Un organigramme de cette procédure est inséré à l'annexe (I). Les principaux résultats de ces calculs sont présentés et analysés dans le chapitre (IV).

Chapitre IV

Résultats et Interprétation

Au chapitre II, nous avons présenté la procédure de calcul appliquée à l'évaporateur pour qu'à partir d'une température de l'air à l'entrée T_1 (température qui correspond en fait à celle de l'air après avoir circulé autour des cannettes pour les refroidir), on puisse prédire la température de l'air à la sortie de l'évaporateur T_2 (température qui correspond à celle de l'air à l'entrée du circuit de refroidissement des cannettes). En plus de la température T_2 à la sortie de l'évaporateur, la procédure permet également d'évaluer l'énergie consommée par le système frigorifique ainsi que l'énergie équivalente aux pertes de charge côté air, cette dernière étant une partie de l'énergie que doit fournir le ventilateur qui provoque la circulation dans le système.

Au chapitre III, nous avons adopté une approche par l'application du bilan d'énergie à un volume de contrôle élémentaire visant à obtenir l'évolution de sa température au cours du refroidissement. Le canal de circulation a été subdivisé ainsi en un certain nombre de volumes de contrôle élémentaires et la procédure de calcul a été appliquée en plusieurs étapes correspondant à une évolution dans le temps par incréments temporelles (Δt) successifs jusqu'à l'obtention de la température désirée pour les cannettes.

Là également la perte de charge a été calculée et rajoutée à celle calculée précédemment dans l'évaporateur pour obtenir l'énergie cumulée consommée par le ventilateur. Nous avons aussi ensuite effectué une simulation en faisant varier la vitesse de circulation de l'air dans le système et son influence sur un certain nombre de paramètres, tels que l'efficacité de l'évaporateur, le temps nécessaire au refroidissement et la consommation d'énergie au sein du système.

Présentation des résultats

Les principaux résultats de la simulation sont présentés par les courbes des figures (IV.1) à (IV.4) ci-après. D'autres résultats sont présentés à l'annexe (II) sous forme de tableaux et également de courbes présentant l'évolution des températures pertinentes du système en fonction du temps.

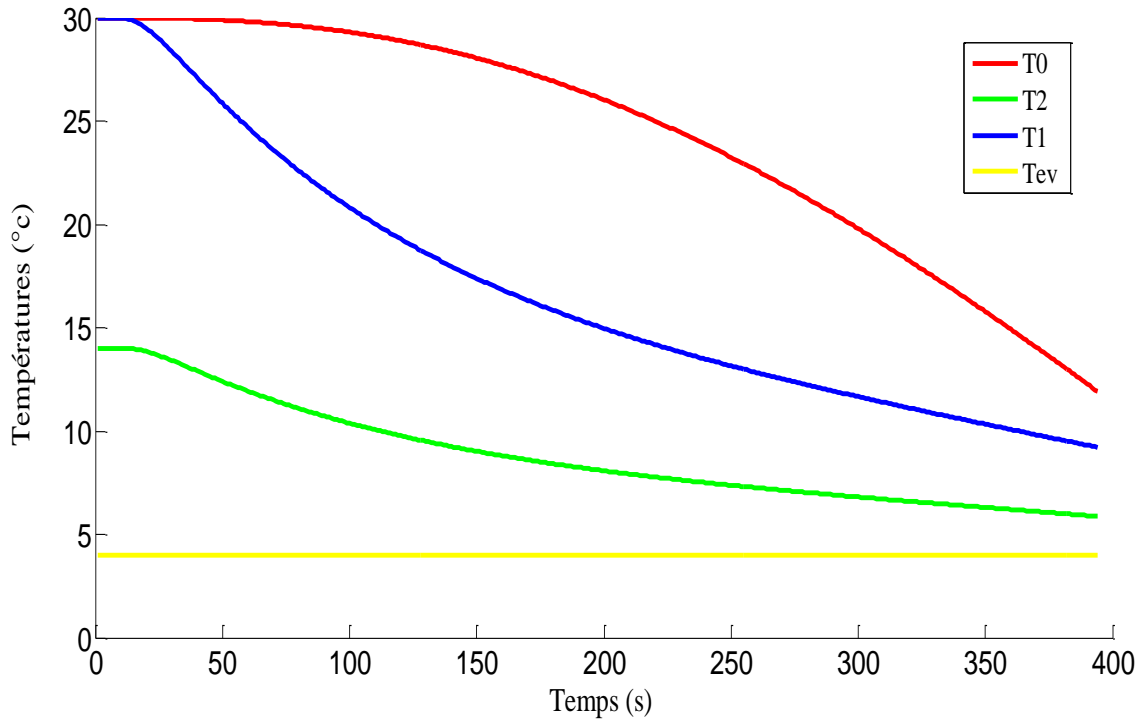


Figure IV-1 : Evolution des températures en fonction de temps pour une vitesse frontale de l'air à l'entrée de l'évaporateur de 3 m/s.

T_0 : Température des cannettes.

T_1 : Températures de l'air à la sortie du canal

T_2 : Température de l'air à l'entrée de canal.

T_{ev} : Température d'évaporation de fluide frigorigène.

Interprétation :

La figure (IV.1) comporte trois courbes correspondant à l'évolution avec le temps des trois températures suivantes :

- La température de l'air à la sortie de l'évaporateur (T_2) qui décroît à mesure que l'air est recirculé dans le système, mais avec un taux de décroissance qui va en diminuant à mesure que la valeur de cette température se rapproche de celle du fluide frigorigène fixée à 4°C dans notre étude, elle atteint une valeur de (6°C) lorsque le refroidissement s'achève pour les cannettes ($T_0 = 12^\circ\text{C}$), ce qui correspond à un pincement de 2°C à la sortie de l'évaporateur. Ce pincement croît avec la vitesse frontale.
- La température de l'air à la sortie du canal (T_1), qui démarre avec une valeur initiale supposée égale à celle des cannettes puis décroît plus rapidement que la température des cannettes pour demeurer tout au long du refroidissement, intermédiaire entre T_2 et T_0 .

- La température des cannettes T_0 , qui amorce une décroissance très timide au départ puis au bout d'un certain temps, elle décroît avec un taux appréciable pour atteindre la valeur souhaitée de 12°C au bout de sept minutes pour une vitesse frontale de 3 m/s.

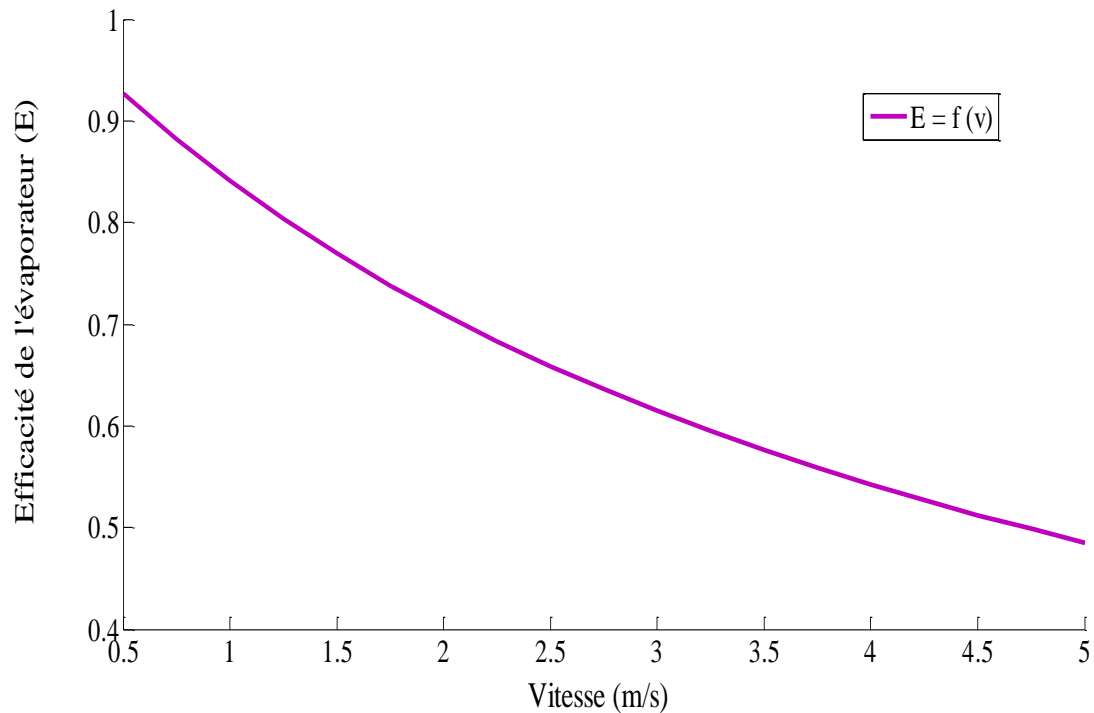


Figure IV-2 : Evolution de l'efficacité de l'évaporateur en fonction de la vitesse frontale.

Interprétation :

La figure (IV.2) montre que l'efficacité de l'évaporateur décroît avec la vitesse frontale pour passer d'environ 70% pour une vitesse de 2 m/s à moins de 50% pour une vitesse de 5 m/s.

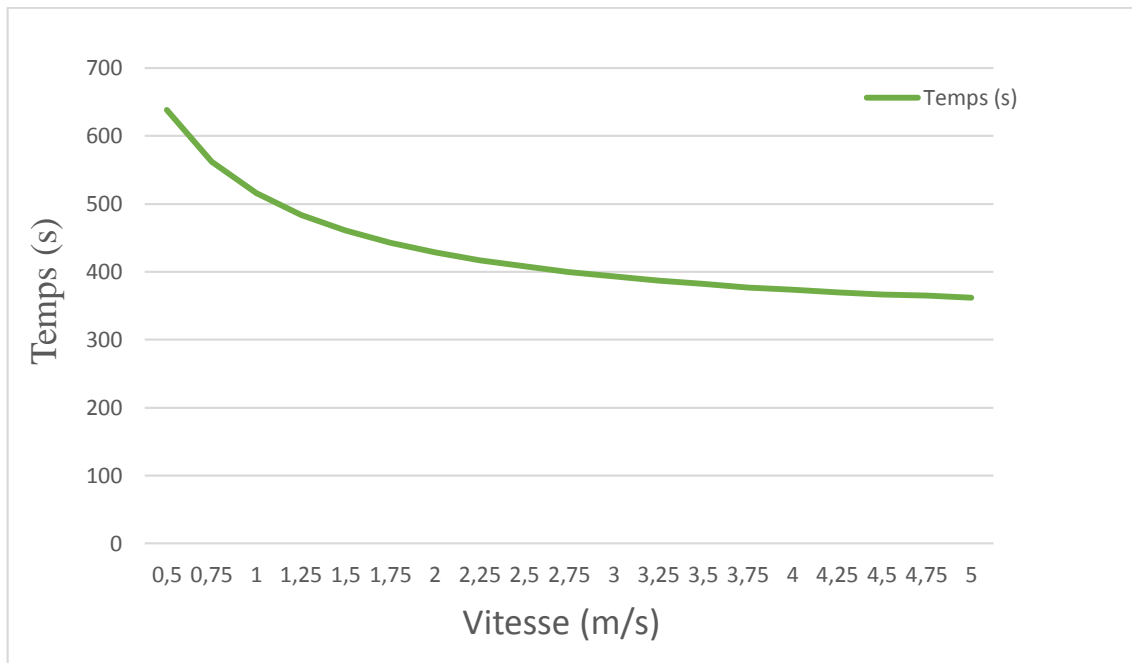


Figure IV-3 : Evolution du temps nécessaire au refroidissement des cannettes de 30°C jusque à 12°C en fonction de la vitesse frontale.

Interprétation :

La courbe de la figure IV.3 montre que le temps de refroidissement qui décroît lorsque la vitesse de circulation de l'air augmente, présente une allure asymptotique horizontale au-delà d'une vitesse d'environ 3.5 m/s, signe que le temps de refroidissement est peu sensible à la vitesse dans ce domaine.

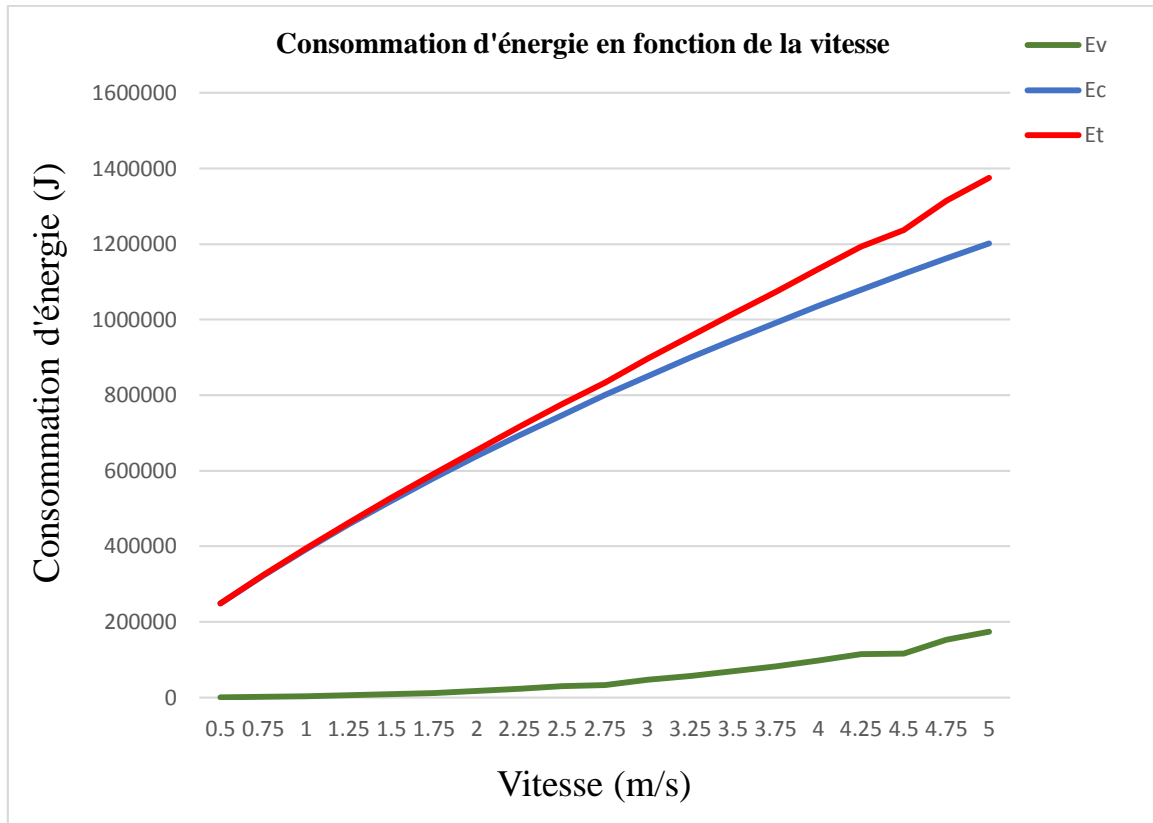


Figure IV-4 : Evolution de la consommation d'énergie en fonction de la vitesse frontale.

E_v : Energie consommée par le ventilateur. E_c : Energie consommée par le système frigorifique
 E_t : Energie totale consommée par le système lors d'un cycle de refroidissement.

La figure (IV.4) présente les courbes de consommation de l'énergie correspond à un cycle de refroidissement complet, cette consommation est donnée pour un certain domaine (écart) de température début-fin de refroidissement, il y a d'abord la consommation équivalente aux pertes de charge et qui correspond à l'énergie consommée par le ventilateur. Nous relevons que l'allure de la courbe représentative de cette énergie présente un taux de croissance d'autant plus important que la vitesse de circulation d'air est plus élevée. Mais la consommation la plus importante est celle du système frigorifique que nous avons évaluée à partir de l'énergie extraite à l'air au niveau de l'évaporateur sur la base d'une valeur typique de 3 du coefficient de performance du système frigorifique. Ce qui donne une allure franchement croissante de la courbe de consommation totale d'énergie dans le système en fonction de la vitesse de circulation.

CONCLUSION

Nous avons étudié dans le cadre de ce projet de fin d'études, la performance d'un système de rafraîchissement d'une boisson conditionnée en cannettes entreposées dans une enceinte autour de laquelle une circulation d'air, préalablement refroidi à l'aide d'un système frigorifique, est maintenue grâce à un ventilateur. La température de notre boisson devant descendre de 30°C à 12 °C, nous avons étudié son évolution avec le temps, puis calculé le temps nécessaire au refroidissement ainsi que l'énergie consommée par cette opération et qui se répartit entre celle du ventilateur qui assure la circulation d'air et celle du système frigorifique. Nous avons relevé notamment que le temps de refroidissement décroît lorsqu'on fait augmenter la vitesse de circulation d'air, mais en même temps, l'énergie consommée augmente. Cependant, pour une vitesse frontale à l'entrée de l'évaporateur qui dépasserait une valeur de 3.5 m/s, le gain en temps de refroidissement devient insignifiant, alors que la consommation d'énergie continue de croître de plus en plus. Il conviendrait donc de limiter la vitesse frontale à une valeur qui se situerait autour de 3 m/s.

Dans le cadre de la présente étude, le système a été défini au départ, nous avons donc mené sur lui une étude de performance. Des améliorations pourraient être envisagées en repensant la conception du système pour augmenter la surface d'échange autour des cannettes par exemple, et en posant pour ces dernières un modèle plus réaliste que celui adopté dans la présente étude et qui les assimile à un corps de conductivité thermique infinie.

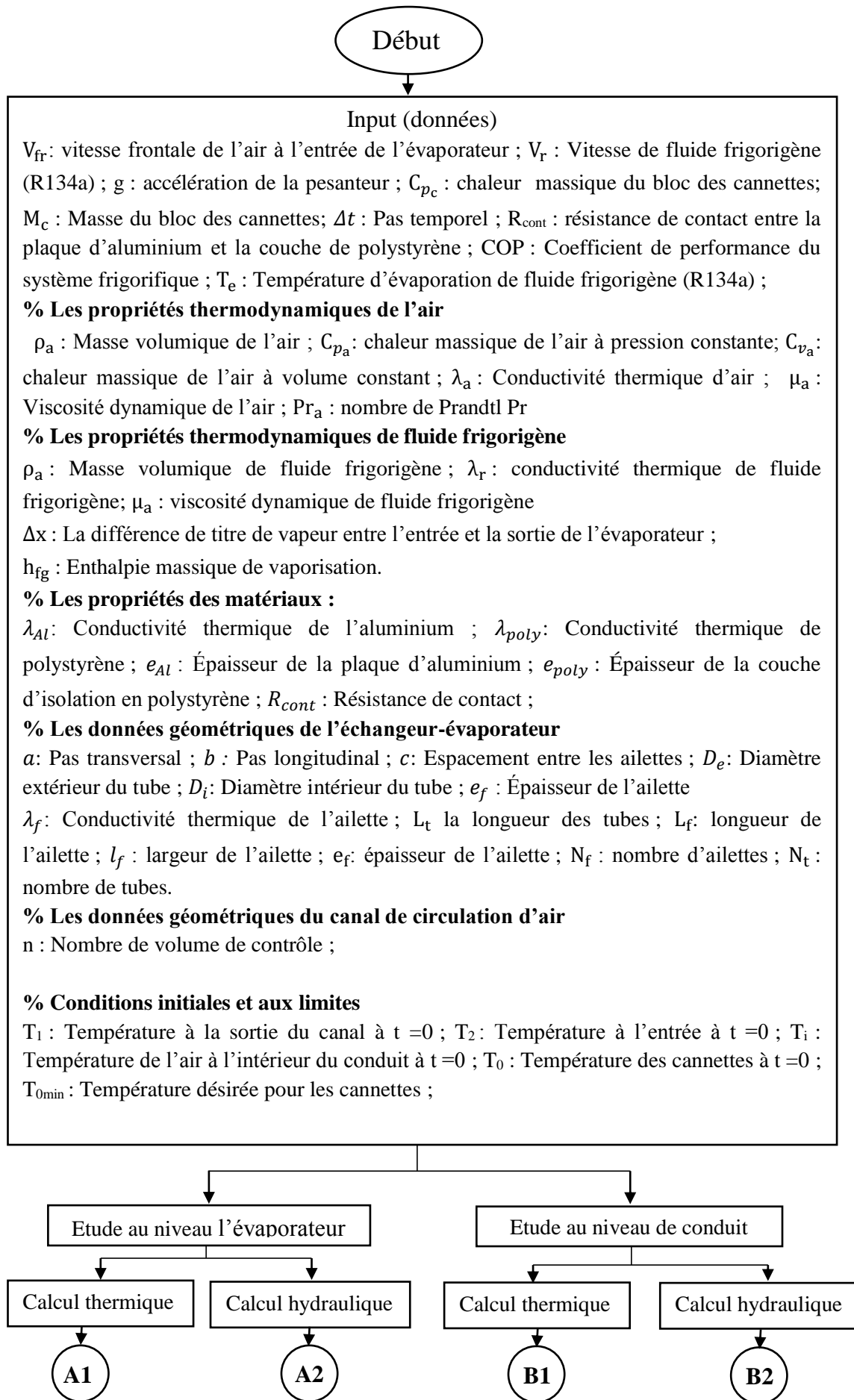
BIBLIOGRAPHIE

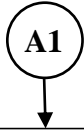
- [1]. Techniques de l'Ingénieur, "Génie énergétique, Échangeurs de chaleur", B2340-B2345, 1995.
- [2]. Bergman T. L., Lavine A. S., Incropera F. P. and Dewitt D. P.
"Fundamentals of Heat and Mass Transfer".
Seventh edition, John Wiley & Sons, 2011.
- [3]. Shah.R.K, Sekulic.D.P,
"Handbook of heat transfer, Heat Exchangers".
Third Edition, Mc Graw-Hill, 1998.
- [4]. Ramesh K. Shah, Dusan P. Sekulic.
"FUNDAMENTALS OF HEAT EXCHANGER DESIGN".
Mc Graw-Hill, 2003.
- [5]. GREGORIG.
Échangeur de chaleurs.
Dunold, Paris 1960.
- [6]. ALLAN D. KRAUS.
"Heat Exchangers"
John Wiley & Sons, Akron, Ohio, 2003.
- [7]. BOUGRIOU CHERIF.
"Calcul et Technologie des échangeurs de chaleur".
EPU, Université de Batna, Algérie, 2009.
- [8]. MC QUISTON F.C & PARKER J.D.
"Heating ventilating and air conditioning"
JOHN WILEY, Third Edition. USA, 1988.
- [9]. Drapier.S & R. Fortunier.
"Méthodes numériques d'approximation et de résolution en mécanique"
Article, Saint-Étienne, FRA, 2010.

- [10]. Jun-Young Choi, Mark A. Kedzierski, Piotr A. Domanski,
 "A Generalized Pressure Drop Correlation for Evaporation and Condensation
 of Alternative Refrigerants in Smooth and Micro-fin Tubes".
 Thesis, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD
 20899, October 1999.
- [11]. Adrian Bejan, Allan D. Kraus.
 "Heat Transfer Handbook ".
 JOHN WILEY & SONS, Akron, INC. 2003
- [12]. John H. Lienhard IV, John H. Lienhard V.
 "A heat transfer- TEXTBOOK ".
 Third Edition, Phlogiston Press Cambridge Massachusetts, USA, 2008.
- [13]. Holman, Jack Philip.
 "Heat Transfer".
 Tenth Edition, Mc Graw Hill, Southern Methodist University, USA, 2010.
- [14]. Jean Desmons,
 "Aide-mémoire Génie climatique".
 2^{ème} éditions, Dunod, Paris, 2008, 2009.
- [15]. EDUARDO CAO.
 "HEAT TRANSFER IN PROCESS ENGINEERING"
 "Heat Transfer in Process Engineering".
 Mc Craw Hill, USA, 2010.
- [16]. Kau-Fui Vincent Wong.
 "Intermediate Heat Transfer".
 University of Miami Coral Gables, Florida, U.S.A, Marcel Dekker DEKKER,
 INC, 2003.

Annexe I

Organigramme





% calcul des paramètres géométriques de l'évaporateur

Surface frontale totale de l'évaporateur

$$S_{fr} = L_f \times L_t$$

Surface minimale de passage de l'air à travers l'échangeur

$$S_c = S_{fr} - [8 \times (D_e \cdot L_t - N_f \cdot D_e \cdot e_f) + N_f \times (e_f \cdot L_f)]$$

Surface des ailettes

$$S_f = N_f \times \left(2 [(L_f \times l_f)] - 2 N_t \pi \frac{D_e^2}{4} \right)$$

Surface extérieure nette des tubes

$$S_n = N_t [\pi \cdot D_e \cdot L_t - (\pi \cdot D_e \cdot e_f \cdot N_f)]$$

Surface extérieure totale

$$S_T = S_f + S_n$$

Surface extérieure lisse des tubes

$$S_0 = N_t (\pi \cdot D_e \cdot L_t)$$

Section de passage du fluide frigorigène

$$S_{int} = N_t (\pi \cdot D_i \cdot L_t)$$

Les coefficients du rendement de l'ailette

$$li = \frac{\left(\left[\left(\frac{a}{2} \right)^2 - (b)^2 \right] \right)^{\frac{1}{2}}}{2}; \quad \beta = \frac{2li}{a}; \quad \xi = \frac{a}{D_i}$$

$$\varphi = \left[1.27 \xi \times (\beta - 0.3)^{\frac{1}{2}} - 1 \right] \cdot \left[1 + 0.35 \ln \left(1.27 \xi \times (\beta - 0.3)^{\frac{1}{2}} \right) \right]$$

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

Le débit d'air qui traverse l'échangeur

$$\dot{m}_a = V_{fr} \times S_{fr} \times \rho_a$$

Vitesse massique maximale

$$G_c = G_{fr} \frac{S_{fr}}{S_c}$$

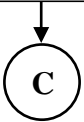
Nombre de Reynolds

$$R_{eDe} = \frac{G_c D_e}{\mu_a}$$

Calcul du paramètre JP

$$JP = R_{eDe}^{-0.4} \left(\frac{S_T}{S_0} \right)^{-0.15}$$

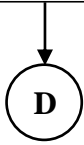
Coefficient de Colburn J.

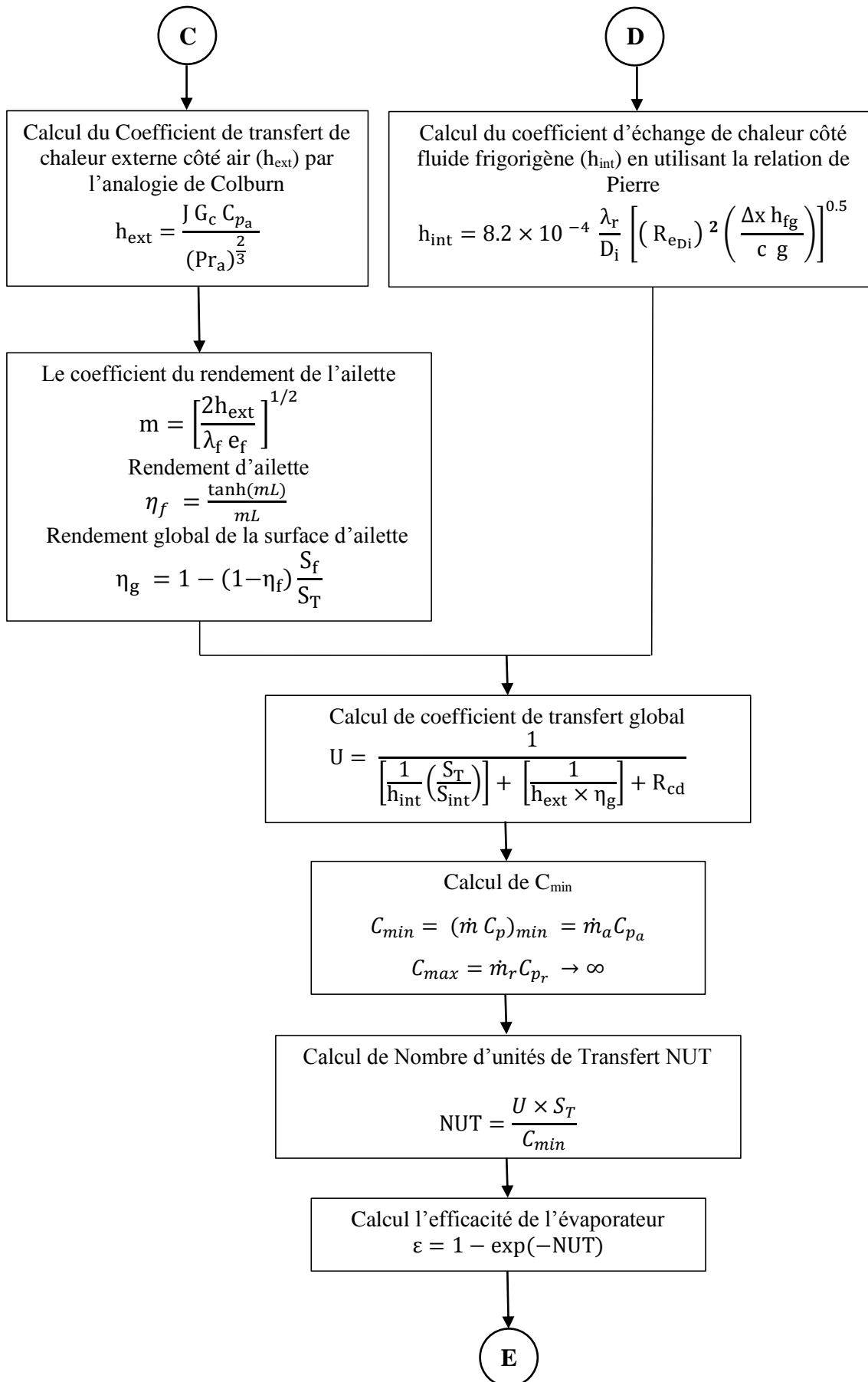
$$J = 0.27 \cdot JP + 0.0013$$


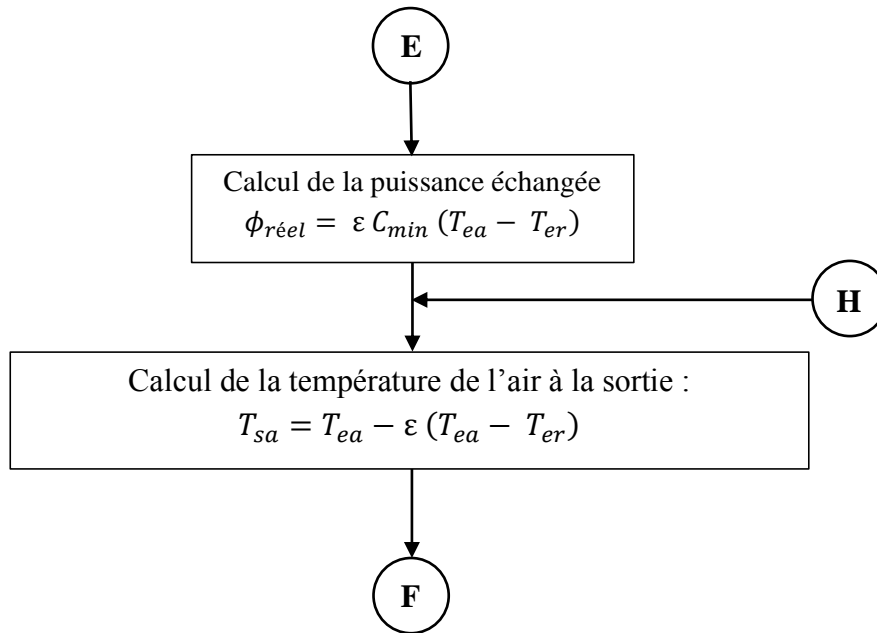
La vitesse massique du fluide frigorigène

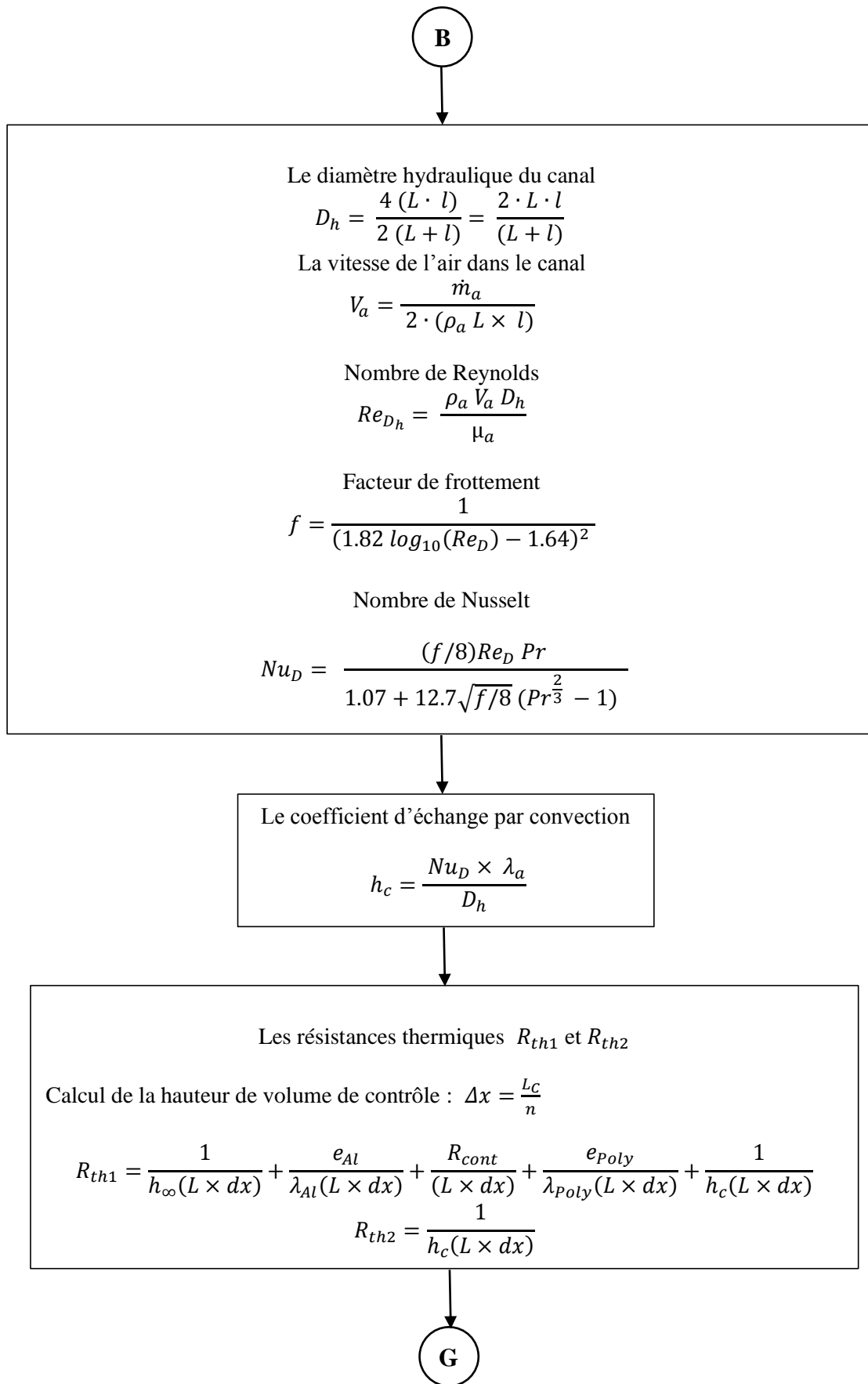
$$G_{m_r} = V_r \rho_r$$

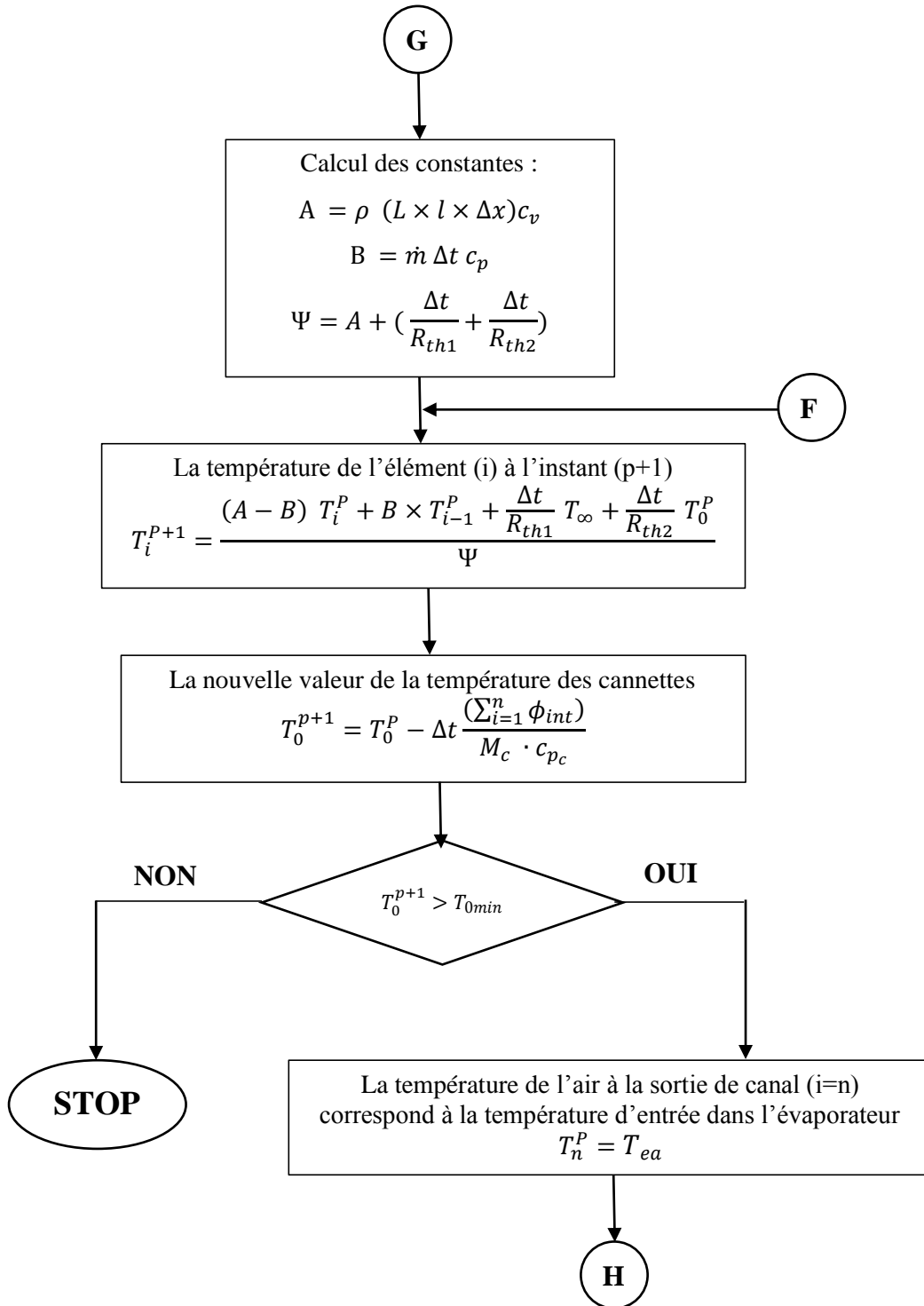
Le nombre de Reynolds côté fluide frigorigène est donné par :

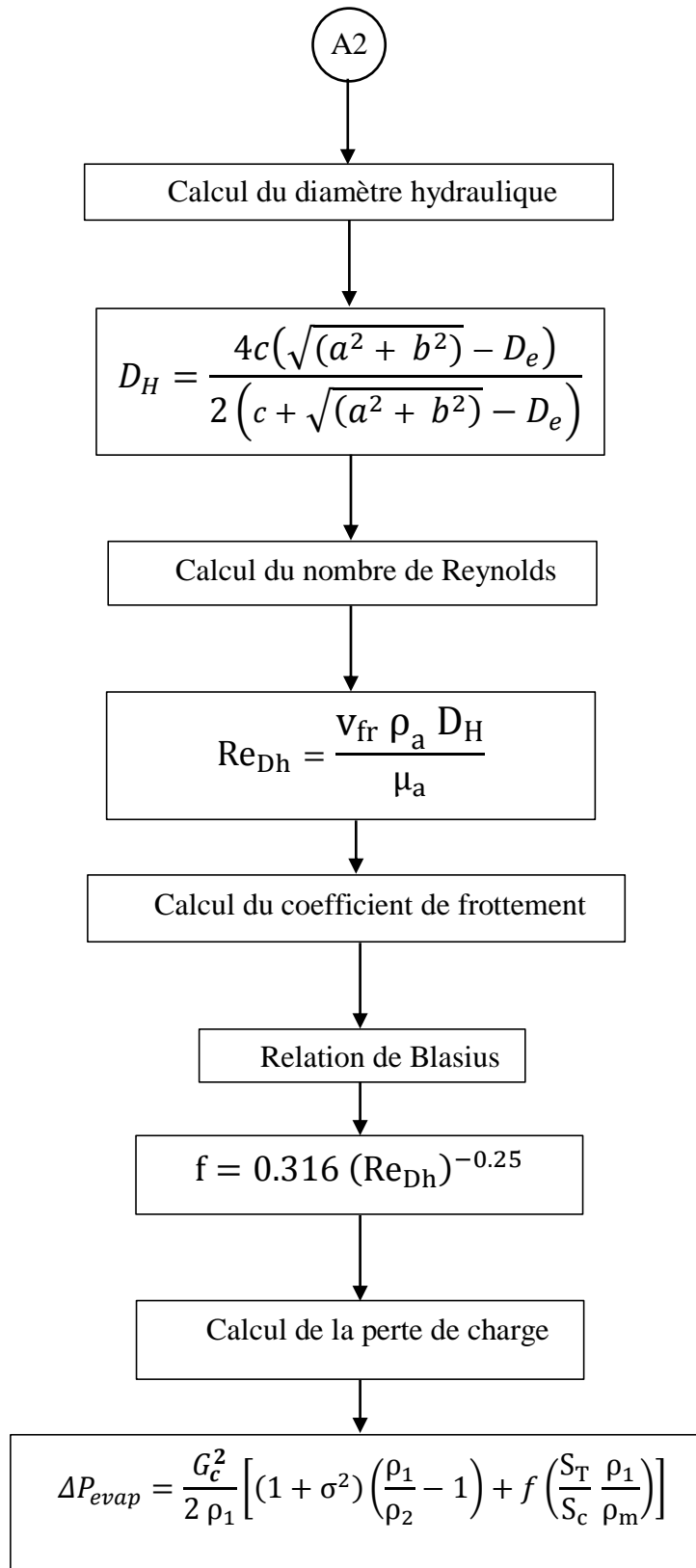
$$R_{eDi} = \frac{G_{m_r} D_i}{\mu_r}$$


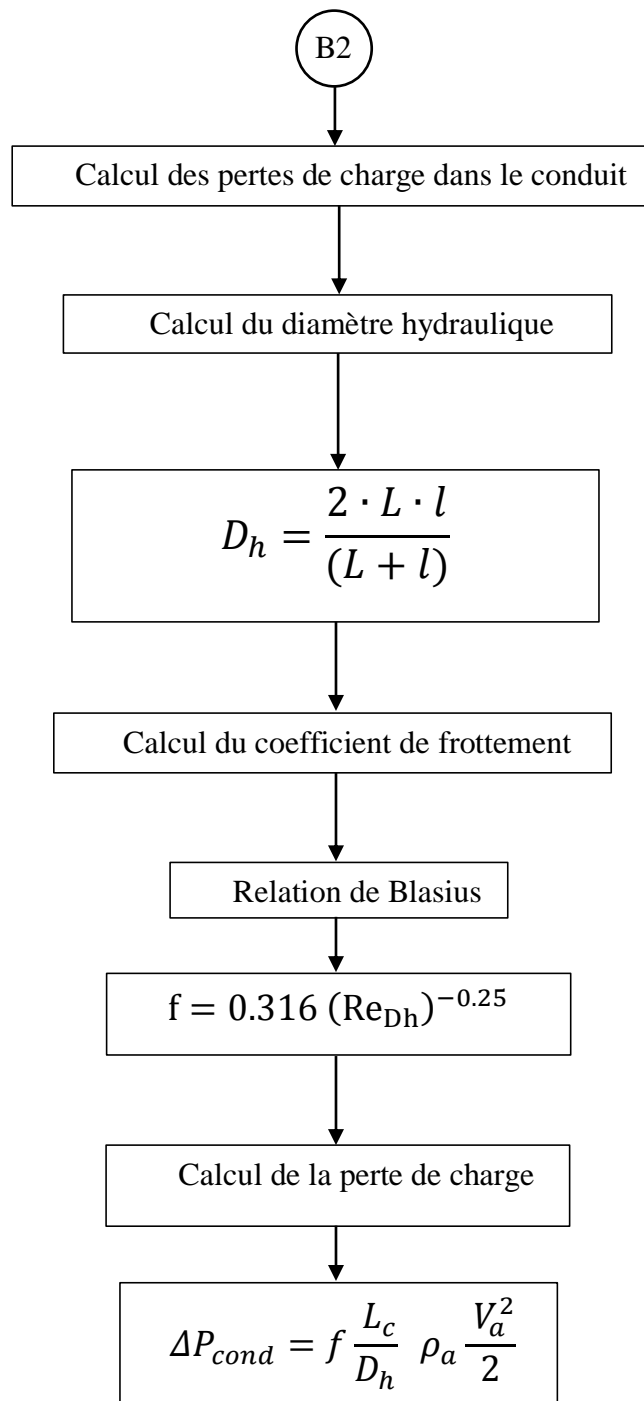












Annexe II

Résultats

Données et valeurs adoptées pour l'application numérique :

$$V_r = 1.5 \text{ m/s}, g = 9.81 \text{ m/s}, C_{p_c} = C_{p_{\text{eau}}} = 4179 \text{ J/kg.K}, C_{v_{\text{air}}} = 720 \text{ J/kg.K},$$

$$C_{p_{\text{air}}} = 1007 \text{ J/kg.K}, M_c = 345.02 \text{ kg}, \text{COP} = 3, \rho_a = 1.1614 \text{ kg/m}^3, \dots \text{etc} \dots$$

Tableau (1) : Valeurs de l'efficacité de l'évaporateur en fonction de la vitesse

V (m/s)	0.5	0.75	1	1.25	1.5	1.75	2	2.25	2.5	2.75
ϵ	0.93	0.88	0.84	0.80	0.77	0.74	0.71	0.69	0.66	0.64

V (m/s)	3	3.25	3.5	3.75	4	4.25	4.5	4.75	5
ϵ	0.61	0.59	0.58	0.56	0.54	0.53	0.51	0.50	0.49

Tableau (2) : Valeurs du temps de refroidissement en fonction de la vitesse

V (m/s)	0.5	0.75	1	1.25	1.5	1.75	2	2.25	2.5	2.75
Temps (s)	638	562	516	484	461	443	429	417	408	400

V (m/s)	3	3.25	3.5	3.75	4	4.25	4.5	4.75	5
Temps (s)	393	387	382	377	374	370	367	365	362

Tableau (3) : Valeurs de la consommation d'énergie totale : (COP = 3)

V (m/s)	0.5	0.75	1	1.25	1.5
E_v (J)	542.91	1459.59	2952.18	5127.35	8066.32
E_c (J)	248047.79	322289.96	391221.87	456966.51	519736.78
E_{tot} (J)	248590.70	23749.55	394174.05	462093.86	527803.10

V (m/s)	1.75	2	2.25	2.5	2.75
E_v (J)	11847.82	16569.43	22273.12	29052.72	32378.99
E_c (J)	579871.34	637948.47	693427.74	747100.99	800528.16
E_{tot} (J)	591719.16	654517.90	715700.86	776153.71	832907.15

V (m/s)	3	3.25	3.5	3.75	4
E_v (J)	46337.24	56876.59	68845.65	82154.78	97344.77
E_c (J)	850138.93	898957.49	946466.51	991783.08	1037178.20
E_{tot} (J)	896476.17	955834.08	1015312.16	1073937.86	1134522.97

V (m/s)	4.25	4.5	4.75	5
E_v (J)	113793.72	115255.09	152465.99	174144.66
E_c (J)	1079560.01	1121138.96	1162811.90	1201513.17
E_{tot} (J)	1193353.73	1236394.05	1315277.89	1375657.83

Figures qui montrent l'évolution des températures en fonction du temps pour différentes vitesses frontales de l'air à l'entrée de l'évaporateur.

Telles que :

T_0 : Température des cannettes.

T_1 : Températures de l'air à la sortie du canal

T_2 : Température de l'air à l'entrée de canal.

T_e : Température d'évaporation du fluide frigorigène.

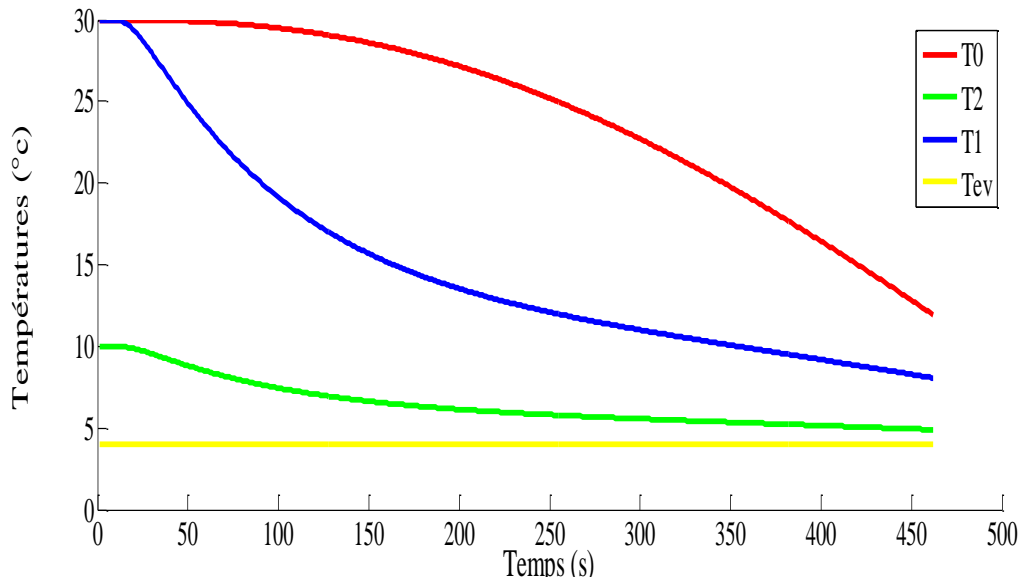


Figure (1) : Pour $v=1.5$ m/s.

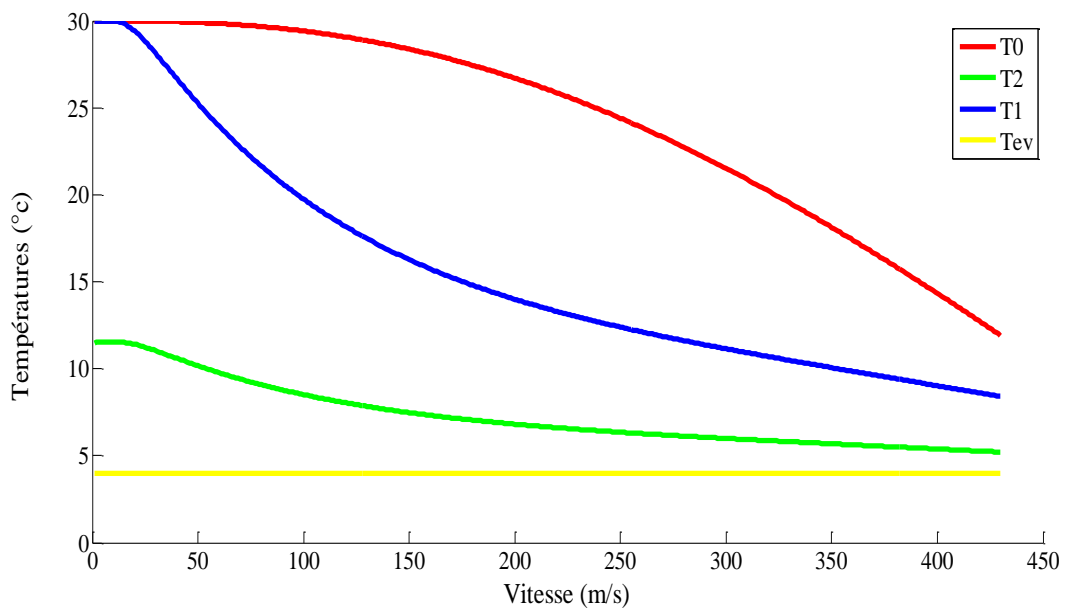


Figure (2) : Pour $v=2$ m/s.

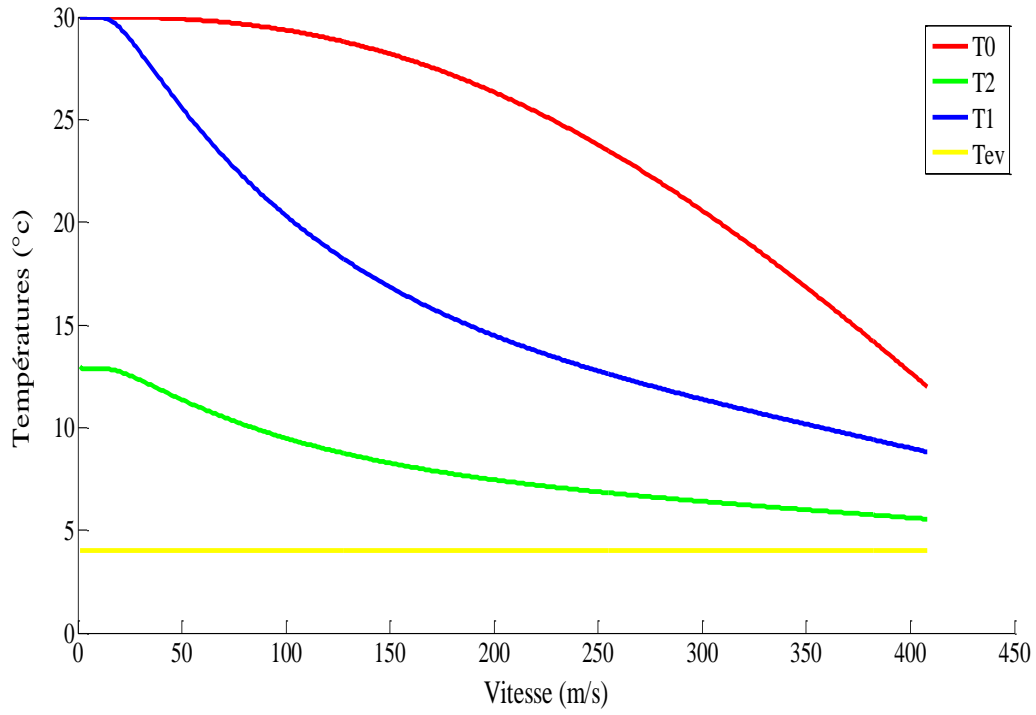


Figure (3) : Pour $v=2.5$ m/s.

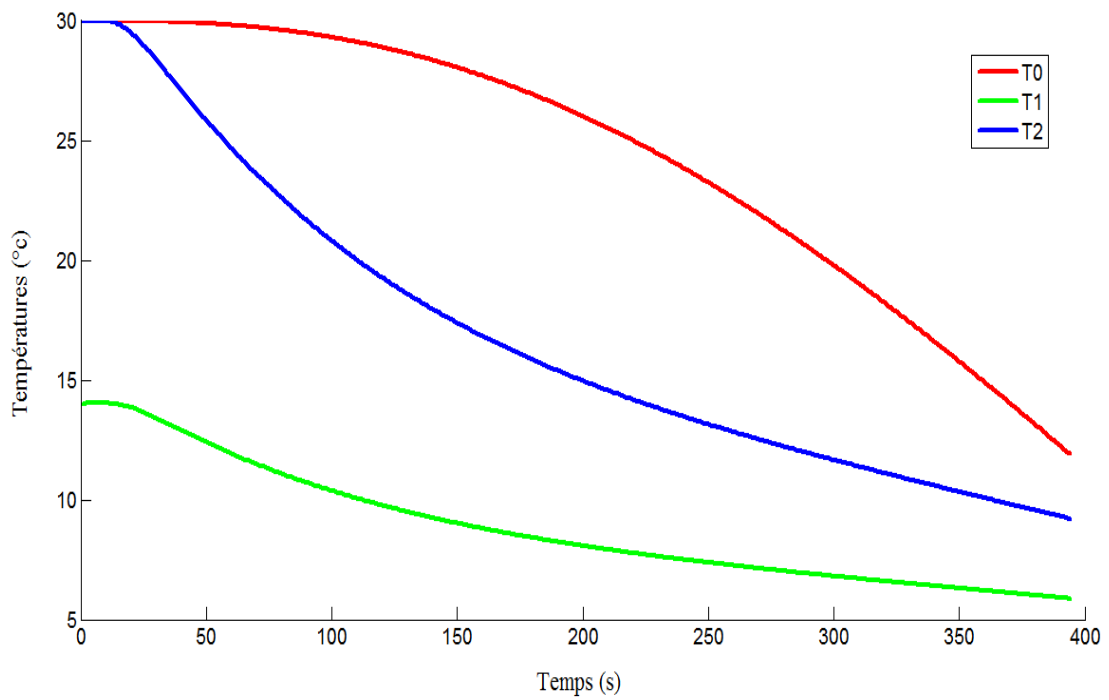


Figure (4) : Pour $v=3$ m/s.

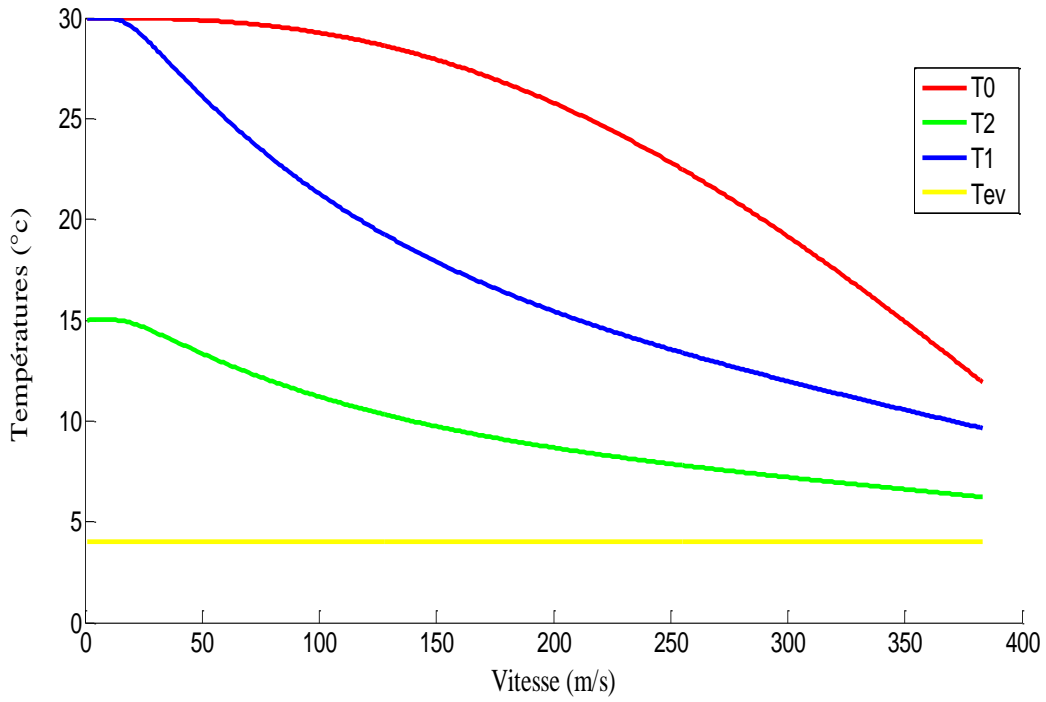


Figure (5) : Pour $v=3.5$ m/s.

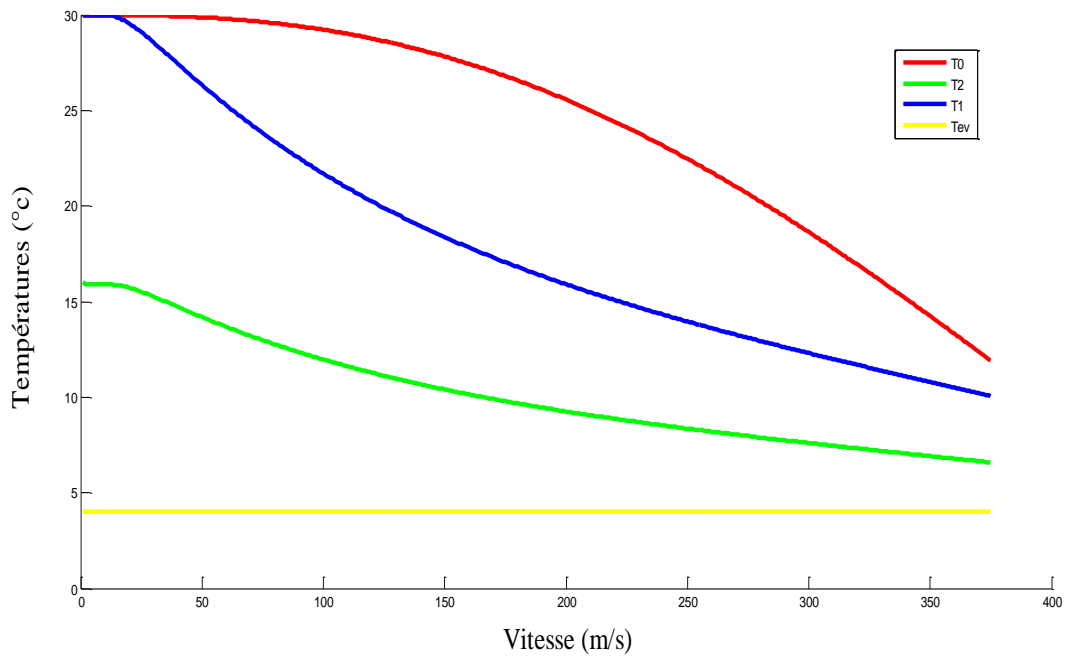


Figure (6) : Pour $v=4$ m/s.

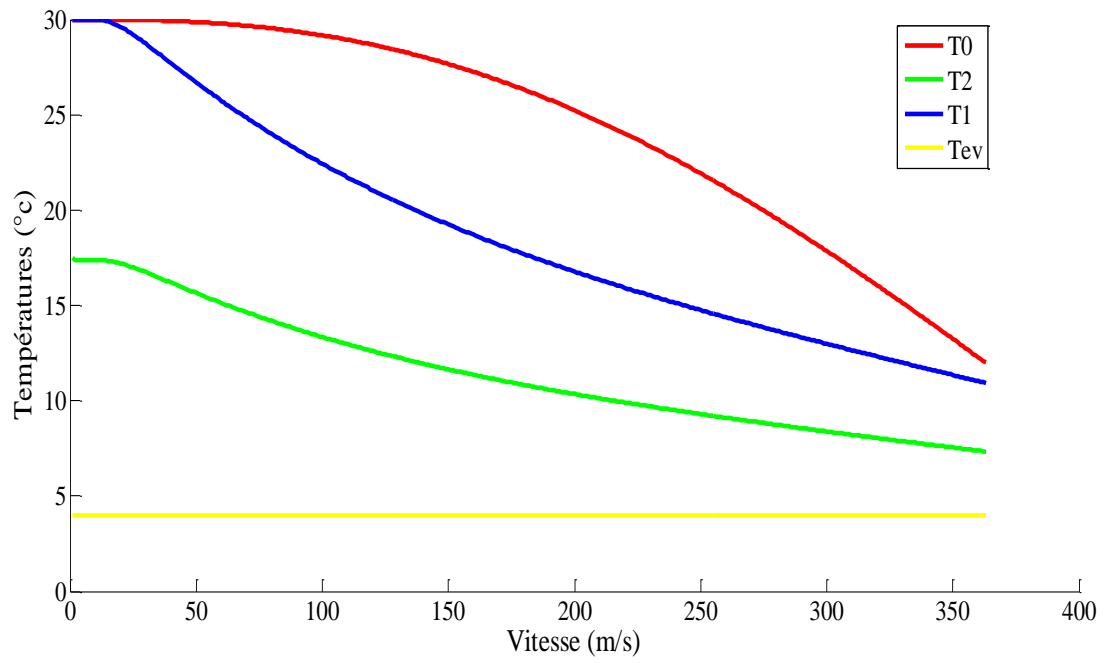


Figure (7) : Pour $v=5$ m/s.