

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE DE BLIDA 1  
FACULTE DE TECHNOLOGIE  
DEPARTEMENT DE MECANIQUE



Projet de Fin d'Etudes  
Pour l'obtention de Diplôme Master en Génie Mécanique  
Option :Energétique

Thème :

**Etude analytique d'un échangeur de chaleur  
air-air à plaques à récupération d'énergie**

**Encadré par :**

**Dr.BERDJA Mohand**

**Réalisé par :**

**HANINI Hibatellah Sana**

Année universitaire 2024/2025

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

## *Dédicace*

Je dédie ce modeste travail aux deux êtres qui me sont  
les plus chers au monde :

*ma mère et mon père*

que Dieu me les garde pour toujours, inchallah.

À

*mes frères, mes cousines et mes amis*

pour leur affection et leurs encouragements constants.

À

*toute la famille du Département de Génie  
Mécanique.*

# *Remerciements*

Tout d'abord, je remercie **Dieu le Tout-Puissant** de m'avoir donné la force, la patience et l'opportunité de poursuivre mes études.

J'exprime mes sincères remerciements à **Monsieur Berdja Mohand**, d'avoir accepté d'être le promoteur de mon mémoire et pour son encadrement, ses conseils précieux et sa disponibilité tout au long de ce projet.

Je remercie également **Madame Rym Chekrouni**, ingénieure au sein de l'**UDES**, pour son accueil chaleureux, son accompagnement professionnel et la qualité de son encadrement durant mon stage.

Mes remerciements vont aussi à **toute l'équipe de stage de l'UDES**, pour leur soutien, leur assistance technique et leur collaboration constructive tout au long de mon travail.

Je tiens à remercier **tous mes enseignants**, qui ont contribué à ma formation depuis mes premiers pas à l'école jusqu'à aujourd'hui. Leur dévouement et leur savoir m'ont permis d'atteindre ce niveau.

Je remercie aussi les **membres du jury**, d'avoir accepté d'évaluer ce travail et pour l'intérêt qu'ils lui ont accordé.

Enfin, un grand merci à **ma famille** et **mes amis** pour leur soutien moral, leur patience et leur présence précieuse durant toutes les étapes de ce parcours.

# : Résumé

Ce mémoire porte sur la conception, la modélisation et l'expérimentation d'un échangeur de chaleur air-air à plaques, destiné à optimiser l'efficacité énergétique d'une serre-séchoir solaire. Le système, fabriqué à partir de plaques en polycarbonate, vise à récupérer la chaleur de l'air extrait pour préchauffer l'air neuf, réduisant ainsi les pertes thermiques et l'humidité indésirable. Le dimensionnement a été réalisé par calculs analytiques et simulations MATLAB. Des essais en chambre d'essai (été/hiver) ont permis d'évaluer les performances avec un suivi des températures et pertes de charge. L'efficacité thermique moyenne obtenue varie de 51.91 % à 69.67 %, influencée par le débit, le nombre de plaques (17) et les pertes réelles. Trois méthodes (NTU, DTLM, thermique instantanée) ont été utilisées pour l'analyse.

**Mots-clés :** échangeur de chaleur, récupération d'énergie, serre solaire, efficacité thermique, MATLAB, NTU, DTLM.

## **Abstract :**

This thesis presents the design, modeling, and testing of a plate air-to-air heat exchanger for energy recovery in a solar greenhouse-dryer. The system, made from polycarbonate plates, recovers energy from exhaust air to preheat incoming fresh air, reducing thermal losses and unwanted humidity. Dimensioning was based on analytical calculations and MATLAB simulations. Experiments under summer and winter conditions assessed performance through temperature and pressure drop monitoring. The average thermal efficiency ranged from 51.91% to 69.67%, influenced by flow conditions, plate number (17), and actual pressure losses. Three evaluation methods were used: NTU, DTLM, and instant thermal.

**Keywords:** heat exchanger, energy recovery, solar dryer, thermal efficiency, MATLAB, NTU, DTLM.

## **الملخص :**

يتناول هذا العمل تصميم ونمذجة وتجريب مبادل حراري هواء-هواء ذو صفائح لاسترجاع الطاقة في مجفف شمسي زراعي. يهدف النظام، المصنوع من صفائح البوليكاربونات، إلى استرجاع حرارة الهواء المطرُوح لتسخين الهواء الجديد وتقليل الفواقد الحرارية والرطوبة. تم تحديد الأبعاد عبر الحسابات التحليلية والمحاكاة باستخدام MATLAB. أُجريت التجارب في غرفة اختبار صيفاً وشتاءً، مع قياس درجات الحرارة والفواقد الضغطية. أظهرت النتائج كفاءة حرارية متوسطة بين 51.91% و69.67%، تتأثر بعدد الصفائح (17) وظروف الجريان والخسائر الضغطية الفعلية. تم التقييم باستخدام ثلاث طرق NTU، الفرق اللوغاريتمي للحرارة (DTLM)، والطريقة الفورية.

**الكلمات المفتاحية:** مبادل حراري، استرجاع الطاقة، مجفف شمسي، كفاءة حرارية، MATLAB، NTU، DTLM.

## **Table des matières :**

Dédicace .....	I
Remerciements .....	II
: Résumé.....	III
Table des matières : .....	IV
Liste des figures ; .....	VII
Liste des tableaux : .....	VIII
Nomenclature : .....	IX
Introduction général : .....	1
Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur.....	2
I.1 Introduction : .....	2
I.2 Introduction aux échangeurs de chaleur.....	2
I.2.1 Définition d'un échangeur de chaleur : .....	2
I.2.2 Principe de fonctionnement : .....	3
I.3 Classification des échangeurs de chaleur : .....	3
I.3.1 Selon la configuration de construction : .....	4
I.3.2 Selon la configuration des fluides : .....	5
I.4 Les échangeurs de chaleur air-air : .....	6
I.4.1 Définition et principe de fonctionnement ; .....	6
I.4.2 Les types d'échangeurs air-air : .....	6
I.4.2.1 Échangeurs à régénération (cycliques) : .....	6
I.4.2.2 Échangeurs à récupération (statiques) : .....	8
I.5 Performances et calcul des échangeurs de chaleur : .....	12
I.5.1 Méthode de la Différence de Température Logarithmique Moyenne ( $\Delta T_{LM}$ ) : .....	12
I.5.2 Méthode NTU : .....	13
I.5.3 Méthode de l'Efficacité thermique instantanée : .....	14
I.6 Avantages, inconvénients et applications des échangeurs à plaques : .....	14
I.6.1 Avantages des échangeurs à plaques : .....	14
I.6.2 Inconvénients des échangeurs à plaques : .....	14
I.6.3 Applications des échangeurs à plaques : .....	15
I.6 Conclusion : .....	15
Chapitre II : Présentation de la problématique, méthodologie et dimensionnement.....	16
II.1 Introduction : .....	16
II.2 Présentation du site : .....	16
II.2.1 la serre solaire à l'UDES : .....	16

II.2.2 Etude expérimentale .....	17
II.2.3 Problématique identifiée : .....	20
II.2.4 Contraintes expérimentales et recours à une chambre d'essai .....	20
II.3 Dimensionnement de l'échangeur : .....	21
II.3.1 Configuration géométrique de l'échangeur réalisé : .....	21
II.3.2 Calcul des débits et taux de renouvellement : .....	22
II.3.4 Résultats des performances thermiques de l'échangeur : .....	26
II.4 Conclusion : .....	27
Chapitre III : Réalisation expérimentale du prototype d'échangeur de chaleur .....	28
III.1 Introduction : .....	28
III.2 Conception 3D de l'échangeur : .....	28
III.2.1 Modèle 3D de la plaque : .....	28
III.2.2 Modèle 3D du boîtier : .....	29
III.3 Réalisation de l'échangeur : .....	30
III.3.1 Montage des plaques d'échange thermique : .....	30
III.3.2 Conception du boîtier support : .....	32
III.3.3 Ouvertures pour la circulation d'air : .....	32
III.2.4 État final de l'échangeur : .....	33
III.4 la sélection des ventilateurs : .....	34
III.4.1 Critères de sélection : .....	34
III.4.2 Modèle retenu et caractéristiques techniques : .....	34
III.4.3 Courbe de performance (pression f(débit)) : .....	36
III.5 Calcul des pertes de charge : .....	37
III.5.1 Hypothèses et équations utilisées : .....	37
III.5.2 Résultats obtenus pour chaque côté (tube et canal) : .....	38
III.5.3 Discussion des résultats du programme MATLAB : .....	39
III.5 Conclusion .....	39
Chapitre 4 : Étude expérimentale opérée sur l'échangeur de chaleur en conditions réelles contrôlées .....	40
IV.1 Introduction : .....	40
IV.2 Installation de l'échangeur de chaleur dans la chambre d'essai : .....	40
IV.2.1 Réglage du climatiseur et simulation des deux modes : .....	41
IV.2.2 Mise en place des capteurs de température .....	41
IV.3 Acquisition et traitement des données : .....	43
IV.4 Analyse des courbes de température : .....	43

IV.5 Calcul de l'efficacité de l'échangeur : .....	46
IV.5.1 Mise à jour du coefficient U : .....	46
IV.5.2 Mis à jour du calcul d'efficacité thermique : .....	47
IV.6 Confortation des mesures expérimentales avec les calcul analytique : .....	48
IV.7 Comparaison des performances thermiques avec des échangeurs air-air à plaques commerciaux .....	51
IV.8 Conclusion : .....	53
Conclusion finale : .....	54
Références : .....	55
Annexes : .....	57

## **Liste des figures :**

Figure1: classification des échangeurs selon leur construction .....	4
Figure 2 :principales constructions des échangeurs thermiques dans chaque catégorie .....	5
Figure 3 : Classification des échangeurs selon la configuration des fluides .....	5
Figure 4: Principe général de fonctionnement d'un échangeur de chaleur à contact indirect...	6
Figure 5 : échangeur de chaleur rotative .....	7
Figure 6 : échangeur de chaleur à flux alternés.....	8
Figure 7 : échangeur de chaleur à plaques à flux croisé.....	9
Figure 8 : principe d' un échangeur de chaleur à plaques à contre-courant.....	9
Figure 9 : échangeur de chaleur tubulaire .....	10
Figure 10 : échangeur de chaleur à fluide intermédiaire à circuit fermé.....	10
Figure 11: caloduc vertical.....	11
Figure 12 : Récupération de chaleur utilisant une pompe à chaleur .....	12
Figure 13 : Vue extérieure de la serre solaire à l'UDES .....	16
Figure 14: Disposition des pots d'eau simulant les conditions réelles dans la serre.....	17
Figure 15 : Évolution des paramètres climatiques dans et hors de la serre au cours de la journée.....	18
Figure 16 : la chambre d'essai utilisée pour les expériences contrôlées .....	20
Figure 17 : Vue de la plaque côté canal – configuration géométrique (30 × 1 cm).....	21
Figure 18:Vue de la plaque côté tubes – 53 tubes (5 × 6 mm).....	22
Figure 19 :vus 3D des plaque assemblées .....	29
Figure 20 : vus 3D de boîtier.....	30
Figure 21 : Vue de la plaque côté tubes (53 tubes de 6×5 mm).....	31
Figure22: Vue de la plaque côté canal (canal de 30×1 cm) .....	31
Figure 23: Boîtier de l'échangeur avec ouvertures latérales .....	32
Figure 24: Vue finale de l'échangeur assemblé et fermé .....	33
Figure 25 : Tableau des performances techniques du ventilateur Aircol 150 .....	35
Figure26: Ventilateur Aircol 150 – Vue avant.....	35
Figure 27: Dimensions techniques du ventilateur Aircol 150.....	36
Figure 28: Courbe de performance pression-débit du ventilateur Aircol 150.....	37
Figure 29 : Courbes des pertes de charge expérimentales et théoriques pour les deux côtés de l'échangeur .....	38
Figure 30 : position de l'échangeur sur le mur de la chambre .....	40

Figure 31: Climatiseur mural utilisé pour la régulation thermique .....	41
Figure32 : Datalogger Testo affichant les températures en temps réel .....	42
Figure33 : Positionnement des thermocouples sur l'échangeur .....	42
Figure 34 : Évolution des températures (T1, T2, T3,T4) lors de l'essai en mode climatisation (mesures expérimentales) .....	44
Figure 35: Évolution des températures (T1, T2, T3,T4) lors de l'essai en mode chauffage (mesures expérimentales) .....	45
Figure 36 : Évolution de l'efficacité thermique -Mode climatisation (été, chambre d'essai)..	49
Figure 37 : Évolution de l'efficacité thermique - Mode chauffage (chambre d'essai) .....	50

### **Liste des tableaux :**

Tableau 1: Résultats des mesures expérimentales dans et hors de la serre solaire .....	19
Tableau 2: Propriétés thermo physiques utilisées dans le calcul du coefficient global de transfert thermique U .....	24
Tableau 3:Résumé des coefficients convectifs et globaux pour chaque configuration et.....	25
Tableau 4: Performances thermiques globales de l'échangeur dans les différentes configurations expérimentales.....	26
Tableau 5 :Résultats de calcul du coefficient U mis à jour avec les débits réels .....	46
Tableau 6 :Résultats du calcul d'efficacité thermique – chambre(été et hiver) .....	47
Tableau 7 :Résultats du calcul d'efficacité thermique – Serre (été et hiver) .....	48
Tableau 8 : Comparaison des performances d'échangeurs air-air à plaques commerciaux.....	52

## Nomenclature :

Symbole	Définition	Unité
U	Coefficient global d'échange thermique	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
h	Coefficient de convection thermique	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
e	Épaisseur de la paroi (plaque)	m
k	Conductivité thermique du matériau (plaque ou fluide)	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
$\lambda_{air}$	Conductivité thermique de l'air	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
$\mu$	Viscosité dynamique de l'air	Pa·s
$\rho$	Masse volumique de l'air	$kg \cdot m^{-3}$
Cp	Chaleur spécifique à pression constante	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
Pr	Nombre de Prandtl	-
Re	Nombre de Reynolds	-
Nu	Nombre de Nusselt	-
Dh	Diamètre hydraulique	m
A	Surface d'échange thermique	m <sup>2</sup>
V	Vitesse de l'air dans le canal ou tube	$m \cdot s^{-1}$
Q	Débit thermique (puissance échangée)	W
$\dot{V}$	Débit volumique	$m^3 \cdot s^{-1}$
$\dot{m}$	Débit massique	$kg \cdot s^{-1}$
$\Delta P$	Perte de charge	Pa
$\varepsilon$	Efficacité thermique de l'échangeur	-
NTU	Nombre d'unités de transfert thermique	-
C_min	Capacité thermique minimale	$W \cdot K^{-1}$
$\Delta T_{LM}$	Différence de température logarithmique moyenne	K
T1	Température de l'air neuf (extérieur)	°C
T2	Température de l'air extrait (intérieur)	°C
T3	Température de l'air récupéré	°C
T4	Température de l'air rejeté	°C
A_plaque	Surface d'une plaque individuelle	m <sup>2</sup>
S_canal	Section du canal côté air	m <sup>2</sup>
S_tube	Section totale des tubes	m <sup>2</sup>
T_ext	Température extérieure (air neuf entrant)	°C

T_rec	Température de l'air récupéré	°C
T_rej	Température de l'air rejeté	°C
T_ext	Température de l'air extrait	°C
N	Nombre total de plaques dans l'échangeur	-
S_tot	Surface totale d'échange (toutes plaques)	m <sup>2</sup>
Eff_NTU	Efficacité selon la méthode NTU	%
Eff_DTLM	Efficacité selon la méthode DTLM	%
Eff_3T	Efficacité selon Méthode de l'Efficacité thermique instantanée	%

## **Introduction général :**

Dans un monde où la transition énergétique et la quête de solutions durables sont des priorités, l'amélioration de la gestion thermique dans les bâtiments et les installations agricoles représente un défi crucial. Plus précisément, les serres solaires, qui favorisent l'application directe de l'énergie solaire pour la culture ou le séchage, offrent un grand potentiel d'économie d'énergie. Néanmoins, ces structures sont sujettes à d'importantes déperditions de chaleur, surtout lors des phases de ventilation essentielles pour conserver un climat intérieur approprié. Pour réduire ces pertes et optimiser l'efficacité énergétique du système, l'utilisation d'équipements de récupération de chaleur semble appropriée. Les échangeurs de chaleur air-air à plaques se distinguent parmi ces options par leur simplicité, leur coût réduit et leur adaptabilité, ce qui les rend particulièrement appropriés pour des environnements peu pollués tels que les serres. Ces dispositifs facilitent le transfert de la chaleur de l'air extrait vers l'air neuf entrant, sans que les deux courants ne se rencontrent directement, tout en garantissant un rafraîchissement d'air essentiel. Ce mémoire s'intègre dans ce contexte problématique. Le but est d'étudier, de concevoir, de modéliser et de tester un échangeur de chaleur air-air à plaques destiné à une serre solaire expérimentale pour le séchage agricole. La méthode mise en œuvre s'appuie sur une approche à la fois analytique et expérimentale, englobant le calcul théorique de l'échangeur, sa fabrication concrète, ainsi que l'estimation de son efficacité thermique dans des conditions réelles maîtrisées grâce à une chambre d'essai. Ce travail de mémoire est organisée en différentes phases complémentaires : une analyse des principes d'opération et de la classification des échangeurs de chaleur, suivie d'une conception basée sur les propriétés géométriques et thermo physiques du dispositif ; une étape de production et d'assemblage mécanique ; puis une confirmation expérimentale grâce à des relevés thermiques et une analyse des données expérimentales collectés. Cette approche globale a pour but d'offrir une solution technique réalisable pour minimiser la consommation énergétique des serres ventilées, tout en tenant compte des restrictions économiques et géométriques du projet.

# **Chapitre 1 : généralités sur les échangeurs de chaleur**

---

## **Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur**

### **I.1 Introduction :**

Les échangeurs de chaleur jouent un rôle fondamental dans de nombreux procédés industriels et systèmes thermiques, en facilitant le transfert d'énergie thermique entre divers fluides sans contact direct. La performance énergétique de multiples installations, qu'elles soient liées à des systèmes de chauffage, ventilation, climatisation ou à des processus industriels complexes, est directement impactée par leur conception, leur fonctionnement et leur efficacité. L'objectif de ce chapitre est de présenter les principes fondamentaux des échangeurs de chaleur, leur classification, les différents types existants (en particulier les échangeurs air-air) les méthodes de calcul associées, les avantages, limites et domaines d'application des échangeurs à plaques sont examinés, compte tenu de leur pertinence dans les systèmes de ventilation modernes

### **I.2 Introduction aux échangeurs de chaleur**

#### **I.2.1 Définition d'un échangeur de chaleur :**

Un échangeur de chaleur est un équipement conçu pour transmettre de l'énergie thermique (enthalpie) entre deux ou plusieurs fluides, entre un solide et un fluide, ou entre des particules solides et un fluide, à des températures différentes tout en maintenant un contact thermique.

Les applications courantes comprennent l'échauffement ou le refroidissement d'un flux de fluide spécifique, ainsi que l'évaporation ou la condensation de flux de fluides mono- ou multi composants, dans certains autres cas d'utilisation, le but peut être de récupérer ou d'éliminer la chaleur, ou encore de stériliser, pasteuriser, fractionner, distiller, concentrer, cristalliser ou contrôler un fluide de procédé.

Parmi les échangeurs de chaleur les plus utilisés on retrouve notamment les échangeurs à calandre et à tubes, les radiateurs pour voitures, les condenseurs, les évaporateurs, les réchauffeurs d'air et les tours de refroidissement. [1].

Dans un échangeur de chaleur, le phénomène de transfert de chaleur fait intervenir la convection dans chaque fluide ainsi que la conduction à travers la paroi qui sépare les deux fluides.

Lors de l'étude des échangeurs de chaleur, on utilise souvent le coefficient de transfert thermique global  $U$ , qui désigne la contribution de tous ces facteurs limitants comme la convection et la conduction au transfert de chaleur.

Dans une partie de l'échangeur, la quantité de chaleur transférée est en fonction du gradient de température entre les deux fluides. Comme le gradient de température n'est pas constant sur toute la longueur du dispositif, il est souvent plus simple commode de travailler avec la

# Chapitre 1 : généralités sur les échangeurs de chaleur

---

différence de température logarithmique moyenne (DTLM) qui correspond à l'ensemble du système, englobant ainsi toute la surface de l'échangeur, dans certaines situations, les températures d'entrée et de sortie des fluides concernés ne sont pas entièrement déterminées, ce qui restreint donc le calcul du DTLM, Il est donc conseillé de choisir la deuxième approche de calcul des échangeurs, connue sous le nom de méthode d'efficacité-NUT. [2]

## **I.2.2 Principe de fonctionnement :**

Le principe général de fonctionnement d'un échangeur de chaleur est de faire passer deux fluides à travers des canalisations qui favorisent un contact thermique. En général, les deux fluides sont soumis à un contact thermique via une paroi généralement métallique, ce qui facilite le transfert de chaleur. Habituellement, un fluide chaud transmet sa chaleur à un fluide froid. L'appareil tire son nom du fait que les deux fluides transfèrent de la chaleur l'un à l'autre à travers la paroi. Le problème principal est de déterminer une surface d'échange suffisante entre les deux fluides pour assurer le transfert de la quantité de chaleur requise dans un arrangement spécifique.

Comme nous l'avons déjà mentionné, la quantité de chaleur transférée est déterminée non seulement par la surface d'échange entre les deux fluides, mais également par plusieurs autres facteurs : ce qui rend l'analyse détaillée de ces dispositifs assez compliquée.

Les transferts de chaleur seront également influencés par :

- des températures d'entrée,
- des caractéristiques thermiques des fluides (chaleurs spécifiques, conductivité thermique),
- des coefficients d'échange par convection. [2]

## **I.3 Classification des échangeurs de chaleur :** [3]

On peut identifier plusieurs configurations industrielles distinctes. On distingue deux types de classification des échangeurs de chaleur. L'une repose sur la configuration des fluides et l'autre sur la construction de l'échangeur. La première classification concerne le modèle d'échangeurs thermiques à contact indirect, c'est-à-dire où les fluides sont distincts par une paroi. Ces deux types de classification sont détaillés respectivement dans les figures 1 et 3.

# Chapitre 1 : généralités sur les échangeurs de chaleur

## I.3.1 Selon la configuration de construction :

Il existe quatre principales catégories de construction parmi les échangeurs à contact indirect :

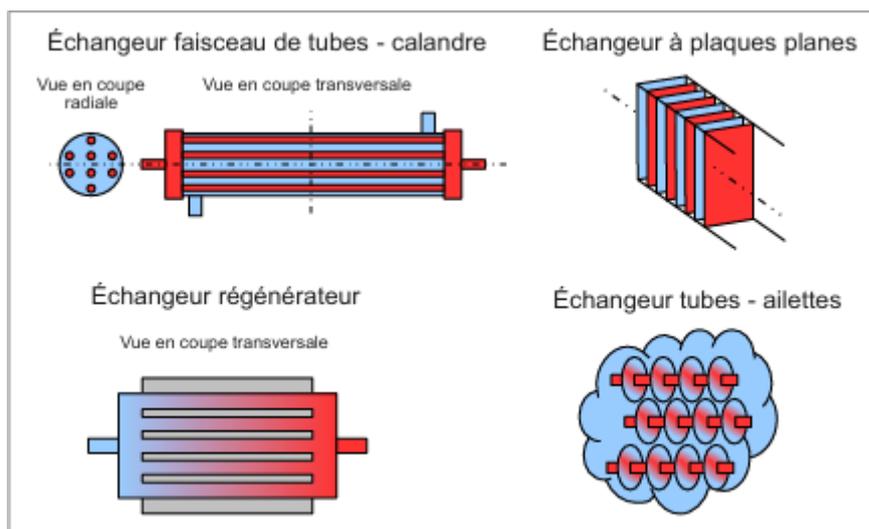
- Les échangeurs tubulaires : qui peuvent présenter une grande variété en termes de forme et de matériau des tubes. On les retrouve largement dans le secteur industriel, allant des centrales énergétiques jusqu'aux échangeurs de chaleur pour réacteurs chimiques.
- Les échangeurs à spirales et à plaques : également très courants, ont généralement une capacité d'échange thermique supérieure à celle des échangeurs tubulaires tout en occupant moins de volume.
- Les échangeurs à surfaces étendues : ou ailettes, utilisés lorsqu'un des deux fluides a une chaleur spécifique et/ou une conductivité thermique très faible (souvent pour des échangeurs gaz-liquide).
- Les régénérateurs : qui fonctionnent sur le principe de la circulation alternée de fluides chauds et froids au sein d'un même volume, sont conçus pour emmagasiner la chaleur lors du passage du fluide chaud et la restituer lors du passage du fluide froid.

Construction			
<i>Tubulaire</i>	<i>Plaques</i>	<i>Surfaces étendues</i>	<i>Régénérateurs</i>
Bi-tube	Spirale	Plaques – ailettes	Rotatifs
Tube en serpentín	Échangeur à plaques	Tube – ailettes	Matrice fixe
Faisceau tubes-calandre	Plaques et joints	Paroi séparatrice	Capot rotatif
Fluides « croisés » (chicanes)	Plaques brasées	Caloduc	
Fluides « parallèles »	Plaques soudées		

**Figure1: classification des échangeurs selon leur construction [3]**

On présente quatre schémas simplifiés dans la Figure 2 des principaux échangeurs pour chaque type de construction mentionné. On ne précise pas la nature, le sens et l'espace de circulation des fluides afin de simplifier.

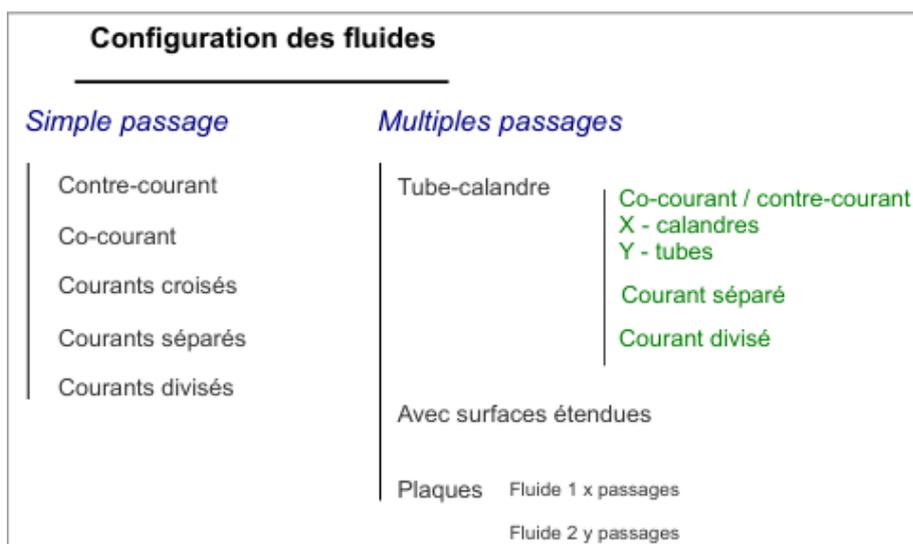
# Chapitre 1 : généralités sur les échangeurs de chaleur



**Figure 2 : principales constructions des échangeurs thermiques dans chaque catégorie [3]**

## **I.3.2 Selon la configuration des fluides :**

On différencie ici les échangeurs à simple passage, qui permettent à l'un des fluides de traverser une seule fois la structure, et les échangeurs à passages multiples, où les fluides sont dirigés pour y circuler plusieurs fois dans la structure, potentiellement dans des directions divergentes. Il est possible de diviser le courant, par exemple pour la transmission entre deux substances à des températures différentes, ou encore de le segmenter en plusieurs canaux afin d'élargir la surface d'échange.



**Figure 3 : Classification des échangeurs selon la configuration des fluides [3]**

De nombreux types de construction présentés, comme les échangeurs à plaques, à tubes ou à surfaces étendues, sont couramment utilisés pour les échangeurs de chaleur air-air. Par ailleurs, pour ce qui est de la disposition des fluides, ces échangeurs peuvent présenter divers modes

# Chapitre 1 : généralités sur les échangeurs de chaleur

d'écoulement : en parallèle, en contre-courant ou en courant croisé.

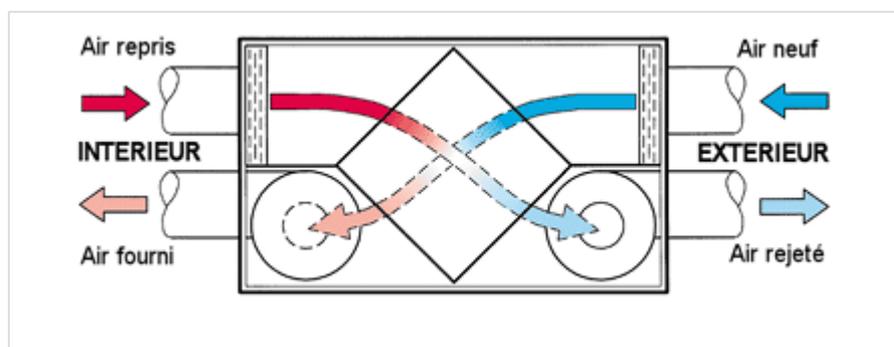
Cette recherche se concentrera principalement sur les échangeurs de chaleur air-air, qui seront détaillés par la suite.

## **I.4 Les échangeurs de chaleur air-air : [4]**

### **I.4.1 Définition et principe de fonctionnement :**

Un échangeur de chaleur air-air est un dispositif permettant de transférer la chaleur (et parfois l'humidité) d'un flux d'air extrait vers un flux d'air neuf, sans qu'il y ait de contact direct entre les deux. Cette récupération contribue à minimiser les pertes thermiques liées à la ventilation et les besoins de chauffage ou de refroidissement.

On trouve des équipements connus sous le nom de caissons de traitement d'air (CTA), qui intègrent souvent un échangeur de chaleur dans une unité complète de ventilation.



**Figure 4: Principe général de fonctionnement d'un échangeur de chaleur à contact indirect. [4]**

Ce schéma représente de façon simplifiée le mécanisme de transfert de chaleur entre deux fluides séparés par une paroi conductrice, tel qu'on le retrouve dans les échangeurs à calandre, à plaques, à tubes ou encore dans les échangeurs air-air.

### **I.4.2 Les types d'échangeurs air-air :**

Les échangeurs air-air sont classés en deux grandes familles, Selon leur mode de fonctionnement: la régénération (cyclique) ou la récupération (statique).

#### **I.4.2.1 Échangeurs à régénération (cycliques) :**

Les échangeurs de chaleur régénératifs transfèrent la chaleur en utilisant des surfaces accumulatrices de chaleur exposées de manière alternée à l'air rejeté et à l'air neuf.

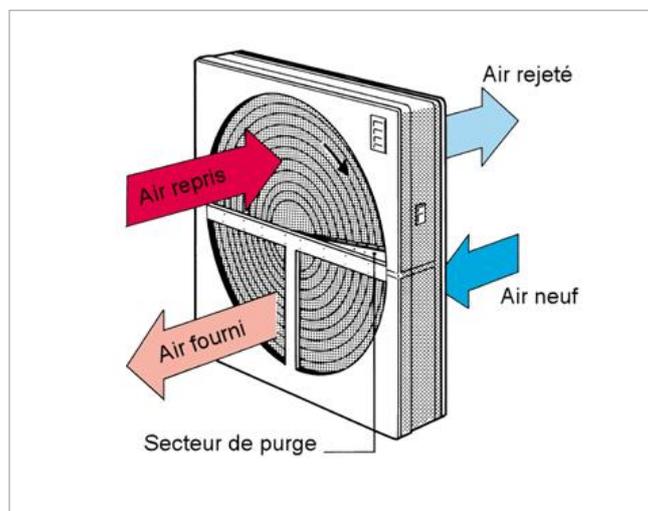
# Chapitre 1 : généralités sur les échangeurs de chaleur

Il existe plusieurs types d'échangeurs à régénération, parmi lesquels :

## 1. Échangeur rotatif :

Cela inclut un rotor (roue thermique) qui possède de nombreux petits canaux parallèles à travers lesquels l'air circule. Tandis qu'une partie de la roue est réchauffée par l'air récupéré, l'autre partie diffuse la chaleur accumulée vers l'air frais. On distingue deux types :

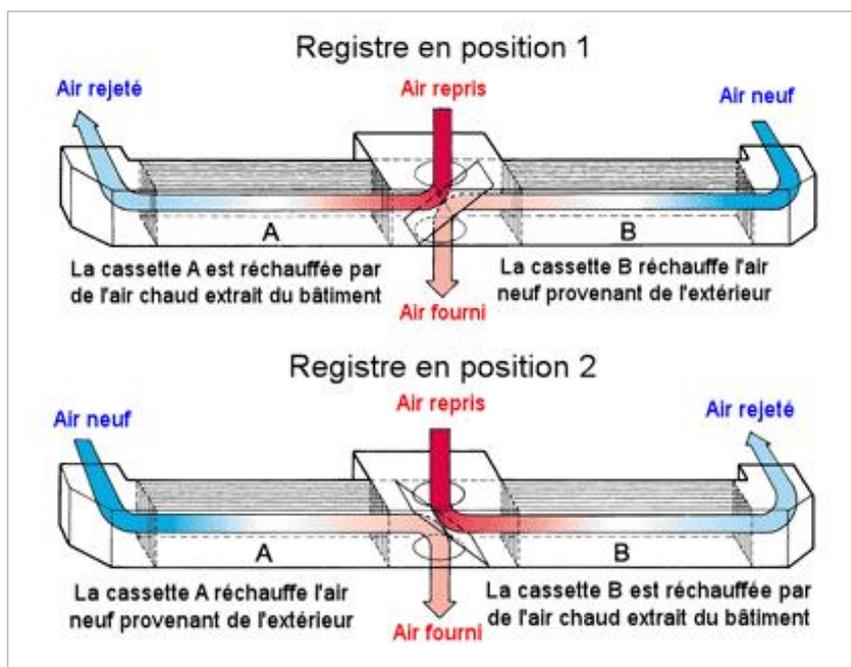
- Les rotors hygroscopiques (à enthalpie), c'est-à-dire un rotor fabriqué à partir d'un matériau absorbant l'humidité (sous forme de vapeur et de liquide), qui est généralement une surface d'oxyde d'aluminium poreux. Les « roues d'absorption » sont les plus performantes pour la récupération de l'humidité.
- les rotors non hygroscopiques (roues à condensation). Ces derniers ne peuvent transmettre l'humidité que si l'humidité de l'air captée se condense.



**Figure 5 : échangeur de chaleur rotative [4]**

## 2. Échangeur à flux alternés :

On compte parmi ceux-ci deux chambres d'accumulation de chaleur séparées (cassettes) ainsi qu'un registre motorisé qui change la direction du flux à des intervalles réguliers, théoriquement toutes les minutes. Chaque chambre est équipée de multiples plaques parallèles ou d'un matériau semblable aux échangeurs de chaleur rotatifs. Le recyclage non souhaité de l'air évacué vers l'air neuf ressemble à celui d'un échangeur de chaleur rotatif (de 1 à 6%, y compris le court-circuitage externe entre l'évacuation et l'entrée d'air frais). Le danger de formation de givre est très comparable à celui des échangeurs de chaleur tournants.



**Figure 6 : échangeur de chaleur à flux alternés [4]**

### **I.4.2.2 Échangeurs à récupération (statiques) :**

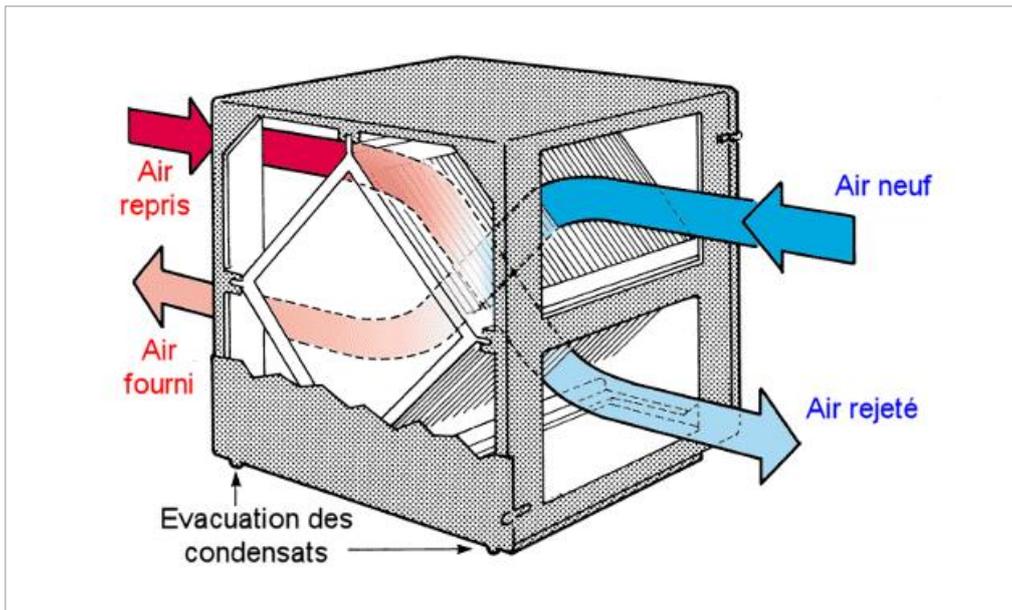
Les échangeurs de chaleur récupérateurs transmettent la chaleur par conduction thermique à travers d'une plaque de séparation (échangeur de chaleur à plaque ou à tubes), ou via un fluide intermédiaire (comme celui à circuit fermé, de caloduc ou pompe à chaleur). En théorie, ces échangeurs ne devraient pas transmettre les odeurs, étant donné que les deux courants d'air sont distincts. Toutefois, dans la réalité, les échangeurs de chaleur à plaques, qui sont les plus répandus, affichent souvent une recirculation de 1 à 3% en raison des fuites internes.

Les échangeurs à récupération se déclinent en plusieurs types :

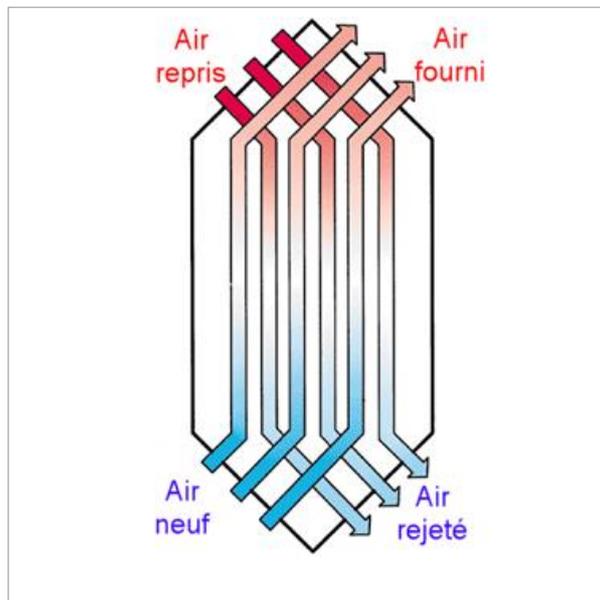
#### **1. Échangeur à plaques:**

Les échangeurs de chaleur à plaques comportent des plaques parallèles (qu'elles soient planes ou ondulées) qui divisent les courants d'air entrant et sortant (Figure 5). Si la température des plaques descend en dessous de 0°C, il est possible que de la glace se forme dans les conduits d'air récupérés de l'échangeur, pouvant ainsi provoquer une obstruction. Si la récupération de chaleur ne s'avère pas désirable, durant l'été, un registre de dérivation peut être employé, ou pour les petits équipements résidentiels, l'échangeur pourrait être substitué par un modèle à une unique plaque (appelé « cassette d'été »).

Historiquement, les échangeurs de chaleur à flux croisés sont les plus courants (Figure 7). L'évolution des échangeurs de chaleur en contre-courant (Figure 8) est plus récente. Ces derniers offrent une meilleure efficacité de récupération, mais ils sont plus sensibles au givrage.



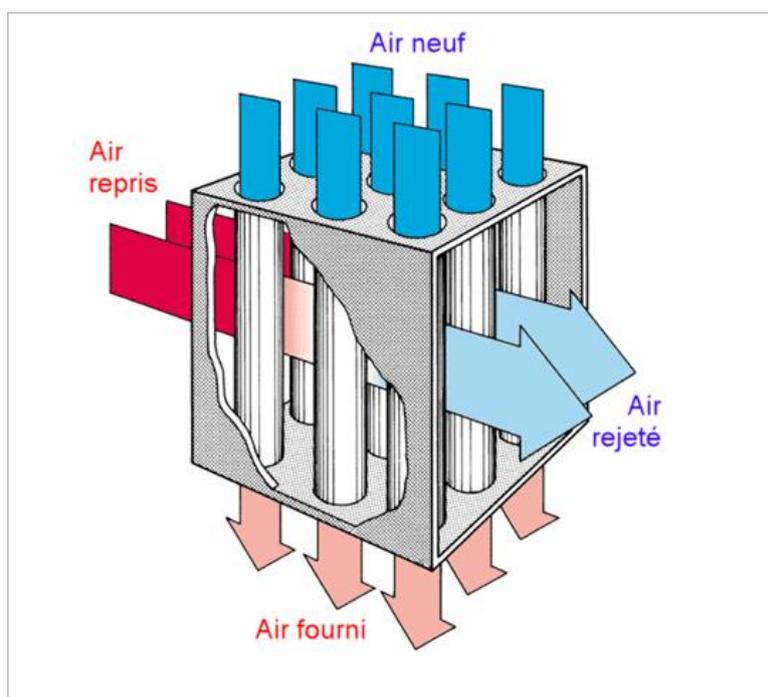
**Figure 7 : échangeur de chaleur à plaques à flux croisé [4]**



**Figure 8 : principe d' un échangeur de chaleur à plaques à contre-courant [4]**

## 2. Échangeur tubulaire :

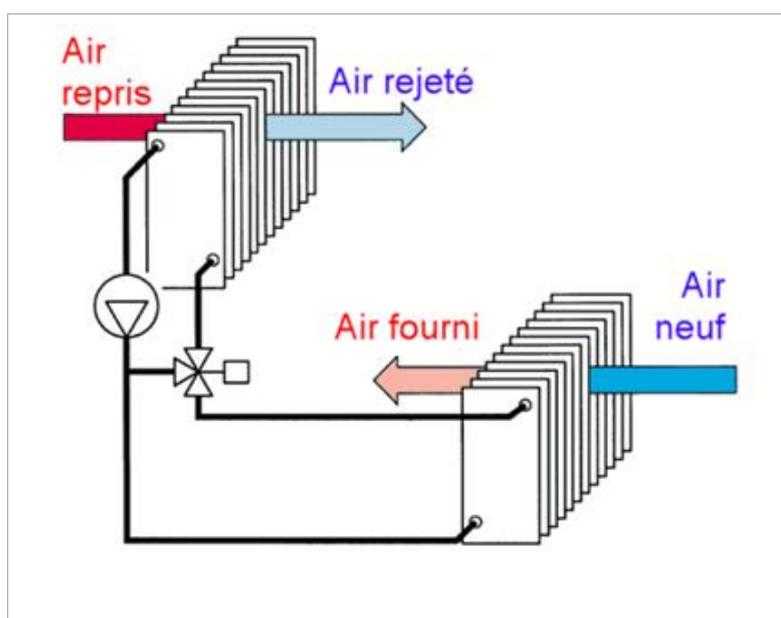
Ils opèrent de façon très similaire aux échangeurs de chaleur à plaques, les tubes prenant la place des plaques. Ils sont plus simples à nettoyer que les échangeurs de chaleur en plaques et peuvent être munis d'un système de nettoyage automatique. Les tubes peuvent être fabriqués en verre, offrant ainsi une meilleure protection contre la corrosion. Les risques d'obstruction par le gel sont moindres comparés aux échangeurs à plaques, et les fuites internes tendent à être moins significatives



**Figure 9 : échangeur de chaleur tubulaire [4]**

### 3. Échangeur à fluide intermédiaire (circuit fermé)

Ces derniers consistent en deux batteries, une dans chaque flux d'air, reliées par un circuit de fluide eau/glycol ou eau/alcool (Figure 10). Le pourcentage de glycol requis [pour la protection contre le gel] varie en fonction de l'étendue des températures d'utilisation, mais il se situe habituellement entre 30 et 40%. Le rendement est proportionnelle à l'inverse de la concentration en glycol. Dans les systèmes de grande envergure, on privilégie l'utilisation de la saumure plutôt que de l'eau glycolée



**Figure 10 : échangeur de chaleur à fluide intermédiaire à circuit fermé [4]**

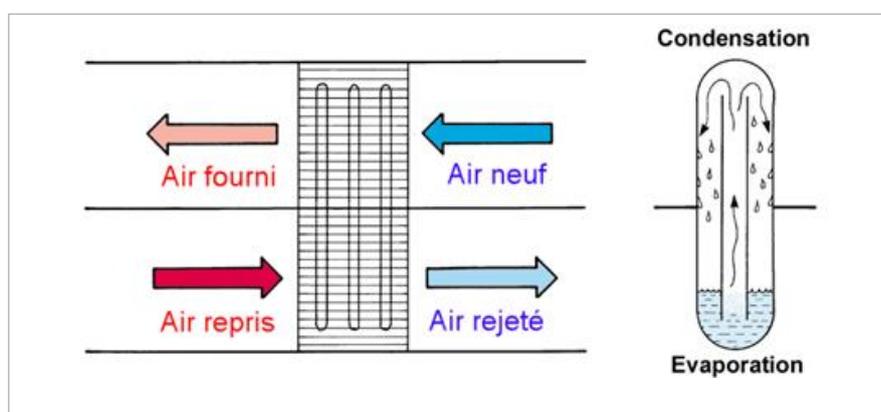
# Chapitre 1 : généralités sur les échangeurs de chaleur

## 4. Échangeur à caloduc :

Leur mode de fonctionnement est très similaire à celui des échangeurs à circuit fermé. Le fluide caloporteur est un réfrigérant qui se transforme en vapeur lorsqu'il est chauffé et redevient liquide lorsqu'il se refroidit. Il n'est pas nécessaire d'utiliser une pompe pour le système. La récupération de chaleur est plus efficace lorsque les températures sont basses. On peut gérer la récupération de chaleur selon les besoins en utilisant une dérivation. Il existe deux sortes :

- À caloduc vertical. (Figure 11)

- à caloduc horizontal (ou légèrement en pente), ces derniers sont moins fréquents. L'écoulement naturel est réalisé grâce à un capillaire inséré dans le tube, qui a pour fonction de diriger le condensat.



**Figure 11: caloduc vertical [4]**

## 5. Échangeur avec pompe à chaleur :

La pompe à chaleur se compose de deux batteries (une pour chaque flux d'air, à l'instar d'un échangeur à circuit fermé), connectées par une conduite de réfrigérant qui intègre un compresseur motorisé et un détendeur.

La puissance consommée par le compresseur équivaut à 20 à 30% de la chaleur récupérée du flux d'air aspiré, et ce dernier est également diffusée en tant que chaleur transférée à l'air délivré.

Les pompes à chaleur ne transmettent pas l'humidité. En principe, l'efficacité de la récupération de chaleur est gérée en modulant la rapidité du compresseur ou en redirigeant le gaz de la partie haute pression du compresseur vers sa partie basse pression.

Le dégivrage est réalisé soit par une inversion périodique, soit en ajustant la température de consigne de l'air expulsé juste au-dessus de 0°C.

Du fait de leur coût initial important, les pompes à chaleur sont fréquemment employées dans les édifices nécessitant une climatisation, étant donné qu'elles peuvent être utilisées pour le refroidissement en été et pour la récupération de chaleur en hiver grâce à un même dispositif.

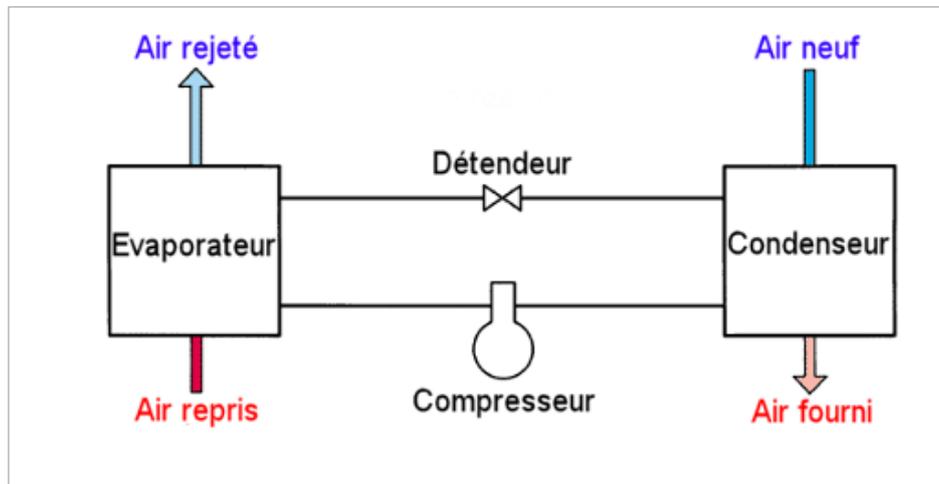


Figure 12 : Récupération de chaleur utilisant une pompe à chaleur [4]

## I.5 Performances et calcul des échangeurs de chaleur :

Le dimensionnement et l'analyse des échangeurs de chaleur peuvent être effectués en utilisant trois méthodes principales :

- la méthode de la différence de température logarithmique moyenne (DTLM)
- la méthode de l'efficacité – NUT
- La méthode de l'efficacité thermique instantanée

Ces méthodes permettent d'évaluer la puissance thermique transférée, le rendement, la surface nécessaire, et les températures de sortie dans les différentes configurations d'échangeurs.

### I.5.1 Méthode de la Différence de Température Logarithmique Moyenne ( $\Delta T_{lm}$ ) [5] :

Elle se base sur le calcul de la moyenne logarithmique des écarts de température entre les deux fluides à l'entrée et à la sortie. L'efficacité  $\epsilon$  est dérivée de la liaison entre le transfert thermique effectué et le transfert thermique maximal réalisable.

- **Formule de  $\Delta T_{lm}$  :**

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (1)$$

où :

$\Delta T_1 = T_{chaude, \text{entrée}} - T_{froid, \text{sortie}}$

$\Delta T_2 = T_{chaude, \text{sortie}} - T_{froid, \text{entrée}}$

- **Flux thermique transféré :**

$$Q = U.A. \Delta T_{lm} \quad (2)$$

où

# Chapitre 1 : généralités sur les échangeurs de chaleur

:U : coefficient global de transfert thermique [W/m<sup>2</sup>·K]

A : surface d'échange [m<sup>2</sup>]

- **Efficacité :**

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{U.A.\Delta T_{lm}}{C_{min}(T_{chaude,entrée}-T_{froide,entrée})} \quad (3)$$

où :

**C<sub>min</sub>** est la **capacité thermique minimale** entre les deux fluides

$$C_{min} = \min(C \text{ fluide chaud}, C \text{ fluide froid})$$

## I.5.2 Méthode NTU : [5]

On recourt à cette technique lorsque les propriétés calorifiques des fluides et la surface de l'échangeur sont connues. Elle offre la possibilité de lier l'efficacité thermique à un nombre sans dimension connu sous le nom de **NTU**.

- **Définitions :**

$$C = \dot{m} \cdot C_p ;$$

$$C_{min} = \min(C \text{ fluide chaud}, C \text{ fluide froid});$$

$$C_{max} = \max(C \text{ fluide chaud}, C \text{ fluide froid});$$

$$NUT = \frac{U A}{C_{min}} \quad (4)$$

$$\varepsilon = f(NTU, Cr)(5)$$

Avec :  $Cr = C_{min}/C_{max}$

**Cas particulier :**

Pour un échangeur air-air à plaque contre-courant :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(-1Cr)]}{1 - Cr \exp[-NTU(1-Cr)]} \quad (6)$$

Si  $Cr=1$  alors :

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1+NTU} \quad (7)$$

# Chapitre 1 : généralités sur les échangeurs de chaleur

---

## I.5.3 Méthode de l'Efficacité thermique instantanée : [4]

Dans les systèmes de ventilation, une méthode couramment employée consiste à déterminer directement l'efficacité instantanée en se basant sur les températures relevées expérimentalement aux extrémités de l'échangeur, ce qui représente une approche simplifiée.

**Formule :**

$$\varepsilon = \frac{\text{Trécupéré} - \text{Textérieur}}{\text{Textrait} - \text{Textérieur}} \quad (8)$$

Cette expression donne une **efficacité apparente** du transfert thermique, utile pour une évaluation rapide sur le terrain, même si elle ne reflète pas toujours l'efficacité thermodynamique réelle.

## I.6 Avantages, inconvénients et applications des échangeurs à plaques : [6]

### I.6.1 Avantages des échangeurs à plaques :

Les échangeurs à plaques présentent plusieurs avantages en comparaison avec d'autres formes d'échangeurs thermiques :

- **Haute performance thermique :** Grâce à leur large zone de contact et leur architecture favorisant la turbulence, les échangeurs à plaques assurent un excellent transfert de chaleur.
- **Économie d'espace :** Leur format compact et léger facilite leur installation même dans des espaces limités.
- **Souplesse :** Les modèles modulables permettent des ajustements en ajoutant ou en enlevant des plaques, afin de répondre aux variations de besoin en capacité thermique.
- **Simplicité de maintenance :** Les échangeurs qui peuvent être démontés sont aisément nettoyables et entretenus, ce qui diminue les frais de maintenance.

### I.6.2 Inconvénients des échangeurs à plaques :

Malgré leurs nombreux avantages, les échangeurs à plaques présentent certains inconvénients :

- **Sensible à l'encrassement :** Dans les contextes où les fluides sont fortement chargés, tels que les eaux usées, le colmatage des plaques peut diminuer l'efficacité de l'échangeur
- **Limites de pression :** Certains échangeurs à plaques, en particulier les modèles brasés, ne sont pas idéaux pour les applications qui requièrent des pressions très élevées.

# Chapitre 1 : généralités sur les échangeurs de chaleur

---

## I.6.3 Applications des échangeurs à plaques :

Grâce à leur adaptabilité, les échangeurs de chaleur à plaques trouvent leur utilité dans divers secteurs :

- **Secteur de l'alimentation et des boissons :** Les échangeurs à plaques sont largement employés dans les processus de pasteurisation et de stérilisation pour la chauffe ou le refroidissement des liquides alimentaires sans risque de contamination.
- **CVC (Chauffage, Ventilation et Climatisation) :** Les échangeurs à plaques sont fréquemment utilisés dans les réseaux de chauffage urbains, les pompes à chaleur ainsi que les systèmes de climatisation pour contrôler la température de l'air ou de l'eau.
- **Secteur chimique et pharmaceutique :** Pour des processus requérant un contrôle strict de la température, les échangeurs de chaleur à plaques offrent la possibilité de réchauffer ou refroidir des substances chimiques sans risque de contamination croisée.
- **Énergie et environnement :** Les échangeurs à plaques sont utilisés dans les systèmes de récupération de chaleur et les installations de biogaz, permettant ainsi la réutilisation de la chaleur issue des processus industriels et contribuant à l'économie d'énergie.

## I.6 Conclusion :

Cette section a permis de présenter les principes théoriques des échangeurs de chaleur en discutant leur mode de fonctionnement, leur catégorisation selon la structure et la disposition des fluides, ainsi que les diverses technologies en place, en mettant l'accent sur les échangeurs air-air. Ces acteurs occupent une position centrale dans les systèmes de ventilation à grande efficacité énergétique. Les techniques d'analyse et d'optimisation de performances de ces dispositifs sont présentées à travers les méthodes DTLM, efficacité NUT et Efficacité thermique instantanée. Finalement, l'analyse des échangeurs à plaques a révélé leurs principaux avantages compacité, efficacité, adaptabilité mais également certaines restrictions techniques. Cela explique pourquoi leur emploi est sélectif, en fonction des spécificités du champ d'application. Ces connaissances constituent une base essentielle à l'étude approfondie des dispositifs de récupération de chaleur dans les serres solaires étudiées dans les chapitres suivants.

## **Chapitre 2 : Présentation de la problématique, méthodologie et dimensionnement**

---

### **Chapitre II : Présentation de la problématique, méthodologie et dimensionnement**

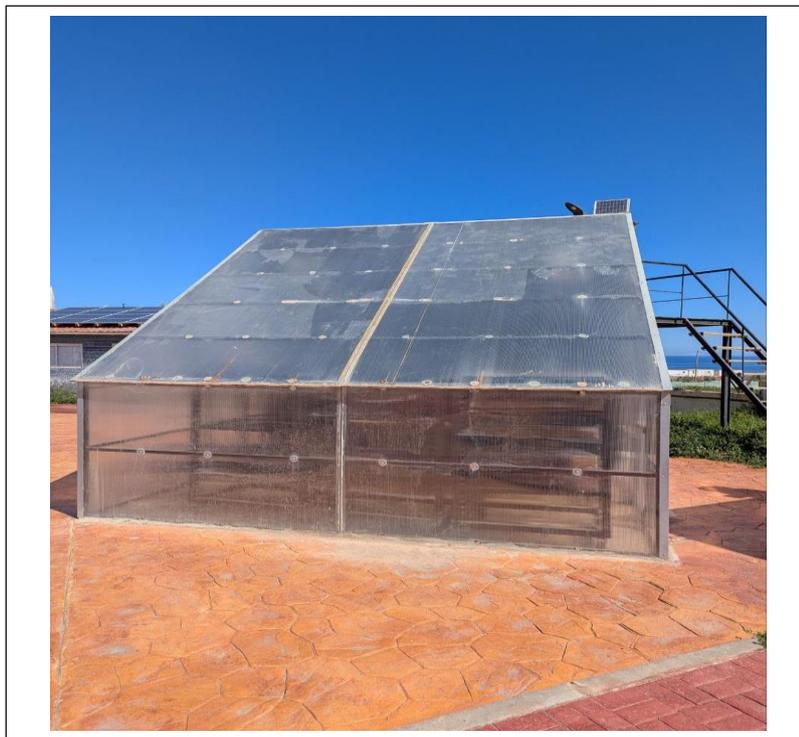
#### **II.1 Introduction :**

L'objectif principal de ce travail est d'améliorer l'efficacité énergétique d'une serre solaire en limitant les pertes thermiques dues à la ventilation. La démarche retenue repose sur l'intégration d'un échangeur de chaleur air-air à plaques, capable de récupérer l'énergie contenue dans l'air chaud extrait tout en éliminant l'humidité. Ce chapitre présente la problématique, les mesures effectuées, le dispositif expérimental retenu, ainsi que le dimensionnement de l'échangeur pour deux configurations différentes de construction : une serre solaire- séchoir et une chambre d'essai.

#### **II.2 Présentation du site :**

##### **II.2.1 la serre solaire à l'UDES :**

La serre solaire étudiée est installée à l'Unité de Développement des Équipements Solaires (UDES) (**Figure 12**), située à Bou Ismaïl (Tipaza). C'est une serre expérimentale de type tunnel, de volume de  $30.40m^3$ , employée pour le test, l'analyse et le séchage des produits ou de culture agricole, chauffée par l'énergie solaire.



**Figure 13 : Vue extérieure de la serre solaire à l'UDES**

## Chapitre 2 : Présentation de la problématique, méthodologie et dimensionnement

---

### II.2.2 Etude expérimentale

Pour simuler l'effet thermique d'une serre pleine, Nous avons en premier lieu installé plusieurs pots d'eau à l'intérieur (**Figure 13**). Ces pots permettent de simuler le taux d'humidité et l'inertie thermique que produiraient des produits agricoles ou des cultures en place. La valeur du taux d'humidité nous servira de base pour l'estimation du taux de renouvellement d'air de la serre-séchoir, et définir le débit de ventilation associé.

Une série de mesures a été réalisée pendant 4 heures (de 10h à 14h) à l'intérieur et à l'extérieur de la serre (**Figure 14**). Les paramètres mesurés sont :

- Température intérieure et extérieure,
- Humidité relative intérieure et extérieure,

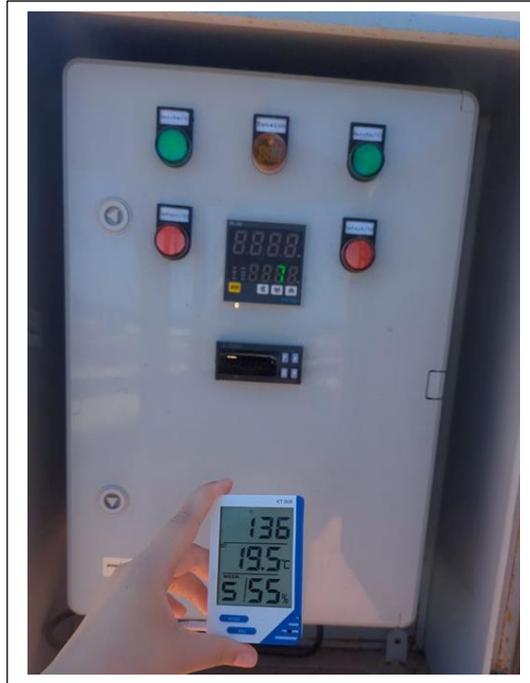
Ces mesures ont permis de **calculer l'humidité absolue** à chaque instant (Tableau 1), et de comprendre le comportement hygrométrique de la serre.



**Figure 14: Disposition des pots d'eau simulants les conditions réelles dans la serre**

## Chapitre 2 : Présentation de la problématique, méthodologie et dimensionnement

---



**Figure 15 : Évolution des paramètres climatiques dans et hors de la serre au cours de la journée**

Le tableau suivant présente les résultats de la campagne de mesures réalisée à l'intérieur et à l'extérieur de la serre solaire. Les données collectées incluent la température, l'humidité relative et l'humidité absolue à différents instants de la journée.

## Chapitre 2 : Présentation de la problématique, méthodologie et dimensionnement

---

	<b>T(C°)</b> <b>serre</b>	<b>Hr(%)</b> <b>serre</b>	<b>Ha(g/kg)</b> <b>serre</b>	<b>T(C°)</b> <b>extérieur</b>	<b>Hr(%)</b> <b>extérieur</b>	<b>Ha(g/kg)</b> <b>extérieur</b>
10 :00	58	25.6	30.44	26	37	9.015
10 :30	62	23.4	33.08	22.6	53	10.653
11 :00	67	19.1	33.3	25.2	52	12.114
11 :30	70	16.6	32.706	21	46	8.431
12 :00	72	15.1	32.23	20.8	53	9.602
12 :30	73	14.9	33.09	19	51	8.315
13 :00	73	12.9	28.65	21.3	55	10.257
13 :30	73	12.5	27.76	20.8	52	9.42
14 :00	74	13.8	31.88	21	51	9.347

**Tableau 1: Résultats des mesures expérimentales dans et hors de la serre solaire**

- **Tserre** : Température mesurée à l'intérieur de la serre (°C).
- **Hrserre**: Humidité relative mesurée à l'intérieur de la serre (%).
- **Haserre** : Humidité absolue calculée à partir de Hrserre et Tserre en (g/kg).
- **Textérieur**: Température mesurée à l'extérieur de la serre (°C).
- **Hrextérieur**: Humidité relative mesurée à l'extérieur (%).
- **Haextérieur**: Humidité absolue calculée à partir de Hrextérieur et Textérieur (g/kg).

On constate que la température et l'humidité absolue varient sensiblement au cours de la journée, ce qui met en évidence le besoin de réguler les conditions climatiques à l'aide d'un système de récupération de chaleur.

## Chapitre 2 : Présentation de la problématique, méthodologie et dimensionnement

---

### II.2.3 Problématique identifiée :

Lorsque la température à l'intérieur de la serre dépasse les 70 °C, un système de ventilation mécanique se déclenche pour évacuer l'air chaud et humide (afin de ne pas détériorer les produits agricoles). Ce processus permet d'éliminer l'humidité, mais engendre une **perte thermique importante**. L'air évacué, bien que chargé en humidité, contient une quantité non négligeable d'énergie thermique.

**Problème posé :** comment ventiler la serre tout en conservant une partie de l'énergie thermique de l'air extrait ? La solution proposée consiste à intégrer un échangeur de chaleur à plaques air/air récupérateur d'énergie, permettant de transférer la chaleur de l'air évacué vers l'air neuf entrant, sans contact entre les deux flux, tout en éliminant le surplus d'humidité issue des produits séchées.

### II.2.4 Contraintes expérimentales et recours à une chambre d'essai

Des essais prolongés ou contrôlés dans la serre sont difficiles à réaliser à cause :

- des variations climatiques non maîtrisables (soleil, vent),
- et de l'absence de stabilité de la température dans la serre.

Une chambre fermée de 13,60 m<sup>3</sup> (**Figure 15**), équipée d'un climatiseur, a donc été utilisée pour reproduire les conditions de la serre. Cette solution permet un contrôle précis de la température, de l'humidité et du débit d'air, et facilite la caractérisation expérimentale de l'échangeur de chaleur.



**Figure 16 : la chambre d'essai utilisée pour les expériences contrôlées**

## Chapitre 2 : Présentation de la problématique, méthodologie et dimensionnement

---

### II.3 Dimensionnement de l'échangeur :

Dans cette section, nous procédons au dimensionnement de l'échangeur de chaleur air-air à plaques, pour les deux configurations étudiées : **la chambre d'essai** et **la serre solaire**. Le but est de déterminer les performances thermiques, les pertes de charges engendrées, la surface d'échange requise et le nombre de plaques nécessaires pour assurer un transfert thermique efficace entre les deux flux d'air.

#### II.3.1 Configuration géométrique de l'échangeur réalisé :

Dans le but de construire un échangeur de chaleur air-air adapté aux conditions expérimentales du projet, une solution économique et pratique a été mise en œuvre à l'aide de plaques de polycarbonate de dimensions 30 cm × 30 cm.

Deux types de circuits ont été créés pour la circulation de l'air dans l'échangeur :

- Côté 1 : circulation par tubes (53 tubes de 5 mm × 6 mm).
- Côté 2 : canal unique (30 cm × 1 cm).

Les plaques ont été espacées à l'aide de bâtonnets en bois, ce qui assure la séparation physique entre les deux flux et la rigidité de la structure.

Illustration des configurations :



**Figure 17 : Vue de la plaque côté canal – configuration géométrique (30 × 1 cm)**

## Chapitre 2 : Présentation de la problématique, méthodologie et dimensionnement

---



**Figure 18: Vue de la plaque côté tubes – 53 tubes (5 × 6 mm)**

### **II.3.2 Calcul des débits et taux de renouvellement :**

L'estimation des débit de taux de renouvellement d'air nous est nécessaire pour le dimensionnement et le calcul de l'efficacité de l'échangeur :

- **Cas : chambre**

L'estimation de débit de renouvellement d'air de la chambre-test s'est faite sur la base de la norme NBN D50-001 [7] est de  $25 \text{ m}^3/h$  pour les surface des locaux moins de  $7\text{m}^2$ . Pour le volume  $13.6 \text{ m}^3$  de la chambre le taux de renouvellement et de :

$$\text{Le taux de renouvellement} = \frac{25}{13.6} = 1.8 \sim 2$$

- **Cas : serre**

L'estimation cette fois s'est basée sur l'étude expérimentale présenter dans II.2.2 ; elle est basée sur la différence de l'humidité absolue de l'air intérieur et l'air extérieur, présentés dans le tableau 1. En effet, la différence entre l'humidité absolue moyenne de l'air intérieur extrait ( $30 \text{ g/kg}$ ) et l'air extérieur admis ( $10$ ) est de  $21.77\text{g/kg}$  d'air.

Cette humidité qui s'est cumulé durant les 5 h de l'expérience doit être rejeté vers l'extérieur par un débit d'air produit par un ventilateur :

$$\text{Le débit de l'air extrait} = \frac{21.77\text{g}}{\text{kg}} \times \rho_{\text{air}} \times \text{volume de la serre} / 4\text{h} = 195.89\text{m}^3/h$$

$$\text{Le taux de renouvellement} = \text{debit d'air}/\text{volume de la serre} = 6.4 \sim 6$$

## Chapitre 2 : Présentation de la problématique, méthodologie et dimensionnement

---

### II.3.3 Calcul détaillé du coefficient global de transfert thermique U : [8]

Le calcul de U repose sur la loi de la résistance thermique totale entre deux fluides séparés par une paroi plane :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{hc} + \frac{e}{k_{\text{plaque}}} + \frac{1}{hf} \quad (9)$$

U : Coefficient global d'échange thermique [W/m<sup>2</sup>·K]

h : Coefficient de convection thermique de l'air [W/m<sup>2</sup>·K]

e : Épaisseur de la plaque [m]

k<sub>plaque</sub> : Conductivité thermique de la plaque [W/m·K]

Le coefficient convectif h est obtenu à partir du **nombre de Nusselt** :

$$h = \frac{Nu \times k_{\text{air}}}{D_h} \quad (10)$$

h : Coefficient de convection [W/m<sup>2</sup>·K]

Nu : Nombre de Nusselt [-]

k<sub>air</sub> : Conductivité thermique de l'air [W/m·K]

D<sub>h</sub> : Diamètre hydraulique [m]

Le nombre de Reynolds :  $Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D_h}{\mu}$

ρ : masse volumique du fluide ( kg/m<sup>3</sup>)

v : vitesse moyenne du fluide (m/s)

μ : viscosité dynamique (pa.s)

Le nombre de Nusselt est déterminé selon le régime d'écoulement :

- **Laminaire** : Nu=4.63
- **Turbulent** :  $f = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2}$      $Nu = 0.125 f Re Pr^{1/3}$

## Chapitre 2 : Présentation de la problématique, méthodologie et dimensionnement

---

$f$  : Facteur de friction

$Re$  : Nombre de Reynolds

$Pr$  : Nombre de Prandtl

- **Données physiques utilisées :**

Le tableau ci-dessous regroupe les propriétés thermo-physiques de l'air utilisées pour le calcul du coefficient global de transfert thermique  $U$  en fonction des conditions saisonnières (été et hiver) pour la chambre d'essai et la serre. Ces données sont essentielles pour évaluer les performances de l'échangeur de chaleur dans les deux configurations expérimentales.

Les volumes considérés sont de 13,7 m<sup>3</sup> pour la chambre d'essai (avec un taux de renouvellement d'air de 2) et de 30,4 m<sup>3</sup> pour la serre solaire (avec un taux de renouvellement de 5).

Cas	T moyenne (°C)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (J/kg·K)	$\lambda_{\text{air}}$ (W/m·K)	$\mu$ (Pa·s)	$Pr$
Chambre été	25	1.184	1007	0.02551	1.849e-05	0.729
Chambre hiver	30	1.164	1007	0.02588	1.872e-05	0.7268
Serre été	50	1.092	1007	0.02735	1.963e-05	0.7228
Serre hiver	40	1.127	1007	0.02662	1.918e-05	0.7255

**Tableau 2: Propriétés thermo physiques utilisées dans le calcul du coefficient global de transfert thermique U**

## Chapitre 2 : Présentation de la problématique, méthodologie et dimensionnement

- **Résumé des valeurs de  $U$  :**

Le tableau ci-après résume les résultats du calcul du coefficient de convection  $h$  et du coefficient global d'échange thermique  $U$  pour chaque face de l'échangeur (face des tubes et face du canal), pour les deux configurations examinées : la chambre et la serre. Ces calculs ont été effectués en utilisant un programme MATLAB, dont les détails sont fournis en Annexe 1.

Cas	TmoyenneC°	Re_canal	Re_tube	h_canal (W/m <sup>2</sup> K)	h_tube (W/m <sup>2</sup> K)	U (W/m <sup>2</sup> K)
Chambre été	25	3152	1655	20.9	21.9	10.41
Chambre hiver	30	3060	1607	20.8	22.2	10.45
Serre été	50	15189	7977	67.5	152.2	41.86
Serre hiver	40	16043	8426	68.5	154.2	42.39

**Tableau 3:Résumé des coefficients convectifs et globaux pour chaque configuration et régime d'écoulement [9]**

Les valeurs de  $h$  et  $U$  sont étroitement liées aux caractéristiques thermo physiques de l'air (densité, viscosité dynamique, conductivité thermique), qui ont un impact direct sur le nombre de Reynolds et, par conséquent, le type d'écoulement (laminaire ou turbulent). On note que les caractéristiques de l'air changent légèrement entre les deux arrangements à cause des conditions environnementales distinctes, ce qui influence le calcul des coefficients de transfert thermique. En particulier pour la serre, des vitesses d'air accrues engendrent un flux plus turbulent, ce qui se manifeste par des valeurs de  $h$  nettement supérieures comparées à la chambre. Cela reflète une performance améliorée en matière de transfert thermique dans cette configuration.

## Chapitre 2 : Présentation de la problématique, méthodologie et dimensionnement

### II.3.4 Résultats des performances thermiques de l'échangeur :

Le dimensionnement de l'échangeur de chaleur air-air a été effectuée en tenant compte des températures spécifiques d'entrée et de sortie pour chaque scénario d'étude (chambre durant l'été/l'hiver et serre durant l'été/l'hiver), ainsi que des flux et du coefficient global de transfert thermique  $U$  déjà calculé.

Tous les calculs ont été réalisés grâce à un programme MATLAB détaillé en Annexe 2, qui permet de calculer la surface d'échange requise, le nombre de plaques nécessaires et les efficacités obtenues par le biais de trois méthodes différentes :

- la méthode **NTU**,
- la méthode **DTLM**,
- et méthode de **l'Efficacité thermique instantanée** .

Les résultats de ces calculs sont synthétisés dans le tableau suivant :

Cas	T extrait (°C)	T extérieur (°C)	T rejeté (°C)	T récupéré (°C)	Surface (m <sup>2</sup> )	Plaques	Eff. NTU (%)	Eff. DTLM (%)	Eff. instantané (%)
Chambre Été	18	30	25	23	1.22	14	58.33	58.33	58.33
Chambre Hiver	38	20	28	30	1.07	12	55.56	55.56	55.56
Serre Été	70	30	48	52	1.36	16	55.00	55.00	55.00
Serre Hiver	60	15	35	40	1.41	16	55.56	55.56	55.56

**Tableau 4: Performances thermiques globales de l'échangeur dans les différentes configurations expérimentales**

On constate que les trois approches d'évaluation de l'efficacité produisent ici des valeurs identiques ou presque identiques pour chaque cas analysé. La raison en est que le programme (voir Annexe 2) commence par dimensionner l'échangeur : il détermine une surface d'échange

## Chapitre 2 : Présentation de la problématique, méthodologie et dimensionnement

---

appropriée pour assurer le passage thermique requis, selon les conditions d'entrée (températures, débits et coefficient U).

Toutefois, pour assurer une intégration physique réaliste dans l'espace disponible, nous avons choisi de **fixer le nombre de plaques à 17**, ce qui constitue l'équilibre idéal permettant : d'assurer une intégration physique réaliste dans l'espace disponible dans la chambre d'essai.

Une fois ce choix réalisé, les trois méthodes – malgré leurs bases distinctes – tendent vers une efficacité comparable, du fait de l'équilibre des paramètres thermiques.

Ces résultats illustrent les performances théoriques de l'échangeur. Une fois le prototype réalisé, ces résultats seront mis en comparaison avec les données expérimentales afin d'apprécier la pertinence du dimensionnement et les divergences potentielles par rapport au comportement effectif.

### **II.4 Conclusion :**

Ce chapitre présente l'ensemble de la démarche méthodologique qui a conduit au dimensionnement et à la conception de l'échangeur de chaleur air-air à plaques. Grâce à un programme MATLAB développé spécifiquement (Annexe 1 et 2), les calculs thermiques ont permis d'estimer les coefficients globaux de transfert thermique, les surfaces d'échange nécessaires, les températures aux différentes entrées/sorties, ainsi que l'efficacité du système selon plusieurs méthodes.

Les résultats montrent une variation notable des performances en fonction des conditions climatiques (été/hiver) et du contexte d'application (chambre ou serre). En particulier, le scénario « serre en été » s'avère le plus contraignant, en raison des températures élevées et de la forte demande en récupération d'énergie.

## **Chapitre 3 : Présentation de la problématique, méthodologie et dimensionnement**

---

### **Chapitre III : Réalisation expérimentale du prototype d'échangeur de chaleur**

#### **III.1 Introduction :**

Ce chapitre expose la démarche de conception et de réalisation du l'échangeur de chaleur air-air à plaques, développé pour améliorer l'efficacité énergétique d'une serre solaire. En va commencer par une modélisation 3D réalisée en utilisant le programme SolidWorks, ce qui a permis d'optimiser la structure interne de l'échangeur et de garantir son adaptation à l'espace disponible, puis on a passé à la réalisation, nous avons donc sélectionné les ventilateurs en fonction des pertes de pression internes produites par le passage de l'air à travers les plaques. L'objectif global est donc de valider expérimentalement les performances de l'échangeur, en s'assurant qu'il permet un bon transfert thermique, une ventilation efficace, et un fonctionnement stable dans les conditions réelles d'utilisation.

#### **III.2 Conception 3D de l'échangeur :**

Une étape de modélisation a été effectuée avec SolidWorks avant toute production afin de créer une représentation 3D de l'échangeur de chaleur. Cette étape aide à contrôler les dimensions internes (adaptées à la fenêtre de  $28 \times 58$  cm) et simplifie la production grâce à une représentation exacte de chaque élément.

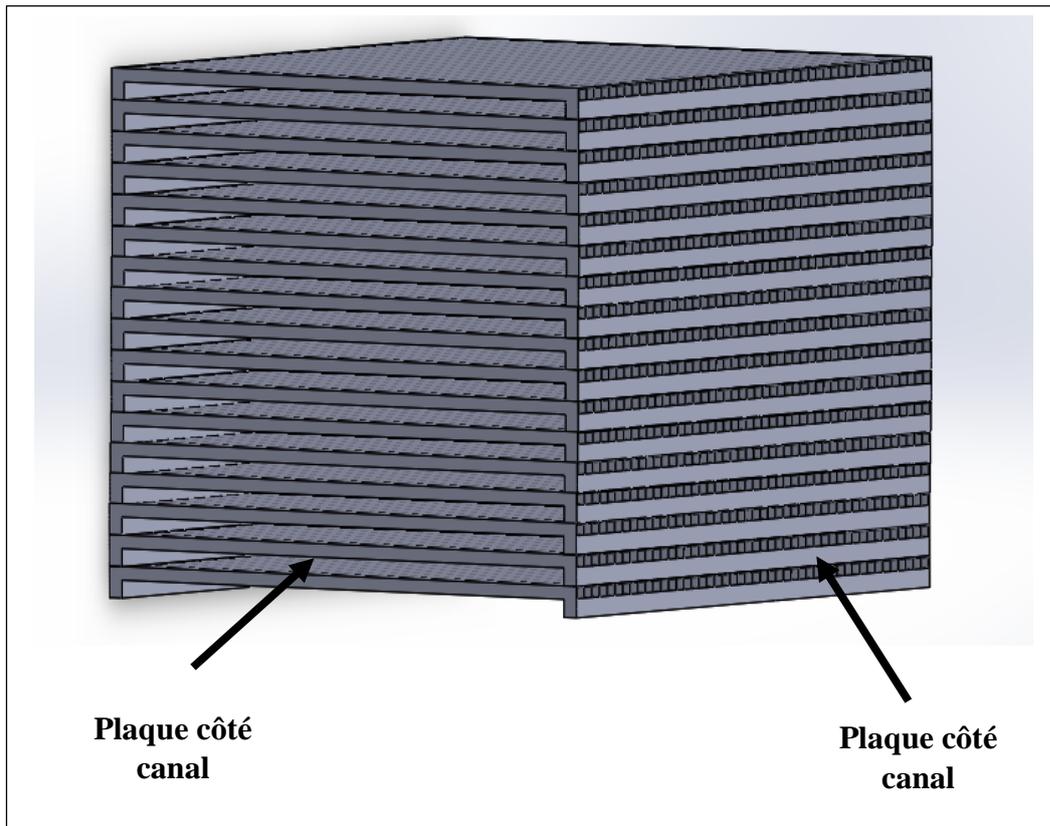
##### **III.2.1 Modèle 3D de la plaque :**

Deux types de plaques ont été modélisés :

- **Plaque côté tubes** : 53 tubes de  $6 \times 5$  mm
- **Plaque côté canal** : un canal plat de  $30 \times 1$  cm

## Chapitre 3 : Présentation de la problématique, méthodologie et dimensionnement

---



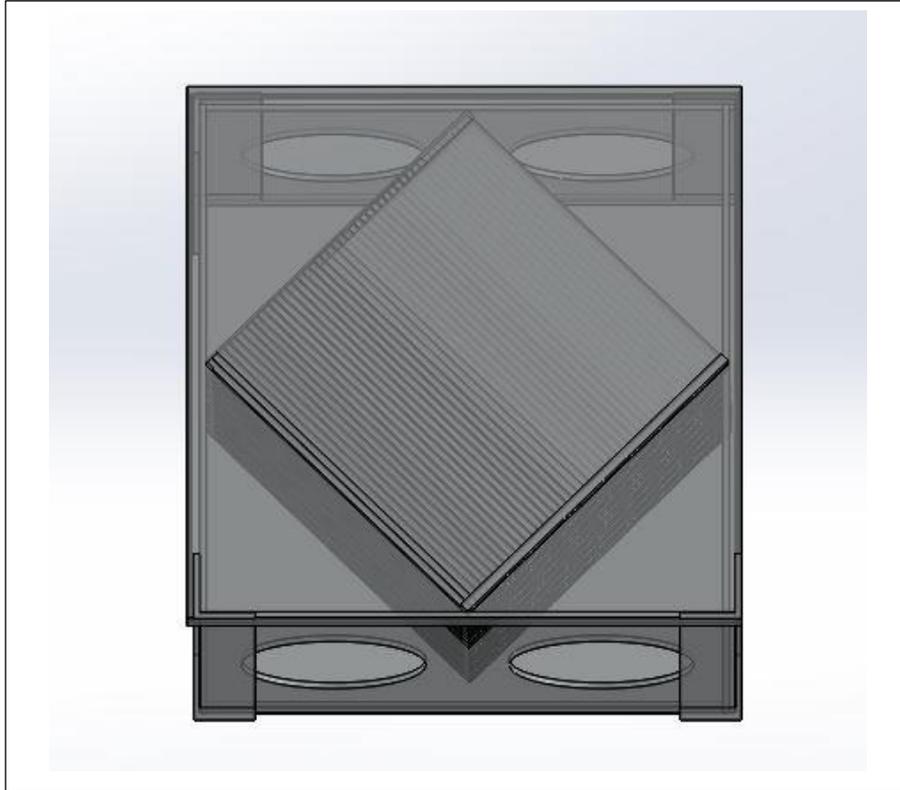
**Figure 19 :vus 3D des plaque assemblées**

### **III.2.2 Modèle 3D du boîtier :**

- Un boîtier carré de  $43.5 \times 4.3$  cm a été conçu pour contenir les plaques avec un couvercle,
- Il intègre des **ouvertures latérales circulaires** pour l'entrée et la sortie d'air.

## Chapitre 3 : Présentation de la problématique, méthodologie et dimensionnement

---



**Figure 20 : vus 3D de boîtier**

### **III.3 Réalisation de l'échangeur :**

Dans cette partie, nous exposons la construction physique du cœur de l'échangeur, composé de plaques alternées, en plus de la production du boîtier qui les contient. Le tout est conçu pour s'adapter à un espace restreint correspondant à une ouverture de  $28 \times 58$  cm.

#### **III.3.1 Montage des plaques d'échange thermique :**

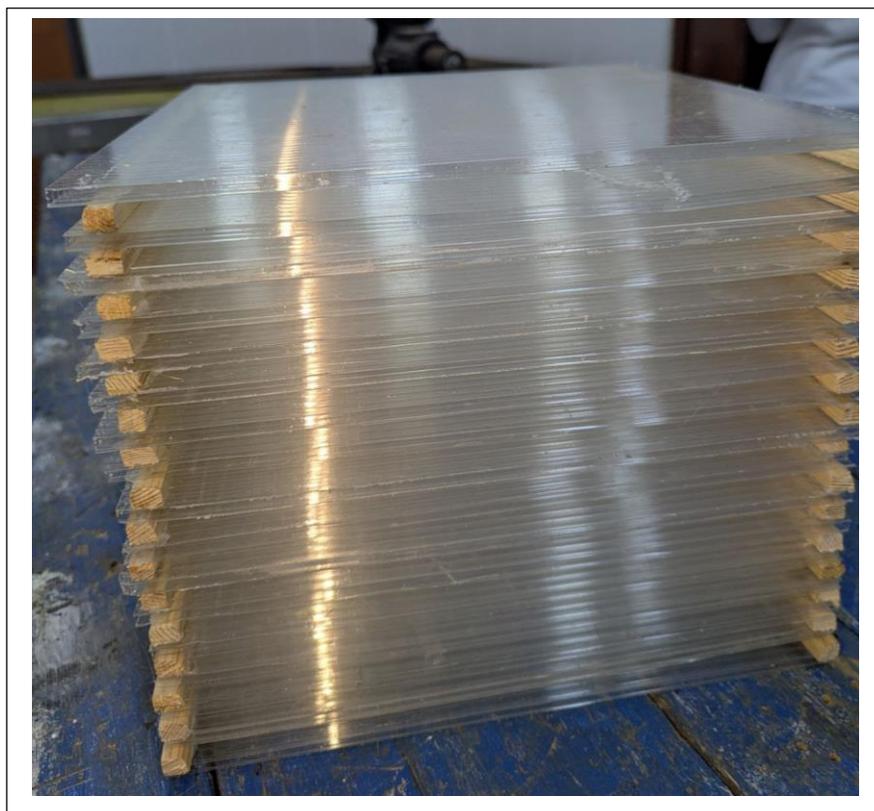
L'échangeur est composé de **17 plaques de polycarbonate de  $30 \times 30$  cm**, configurées pour permettre un flux d'air alterné entre un canal plan et un réseau de tubes. Ce nombre a été déterminé comme le maximum possible en hauteur, afin de rester compatible avec les dimensions imposées par l'emplacement d'installation.

### Chapitre 3 : Présentation de la problématique, méthodologie et dimensionnement

---



**Figure 21 : Vue de la plaque côté tubes (53 tubes de 6×5 mm)**



**Figure22: Vue de la plaque côté canal (canal de 30×1 cm)**

## Chapitre 3 : Présentation de la problématique, méthodologie et dimensionnement

---

### III.3.2 Conception du boîtier support :

La structure est de configuration carrée, avec une base de  $43,5 \times 43,5$  cm, conçue pour supporter solidement toutes les plaques et favoriser l'incorporation des systèmes d'air.

Il comprend :

- Quatre supports verticaux en aluminium pour assurer la rigidité,
- Des parois latérales faites de polycarbonate,
- Un socle et un couvercle en aluminium.

### III.3.3 Ouvertures pour la circulation d'air :

Quatre trous ronds ont été percés dans les parois latérales :

- Deux ouvertures opposées pour l'ajout de ventilateurs (extraction et diffusion),
- Deux autres faces qui comprennent les sorties d'air après passage à travers l'échangeur.

Le choix des ventilateurs se fera en fonction du flux requis, en considérant les pertes de pression (voir la section suivante)



**Figure 23: Boîtier de l'échangeur avec ouvertures latérales**

## Chapitre 3 : Présentation de la problématique, méthodologie et dimensionnement

---

### III.2.4 État final de l'échangeur :

Une fois toutes les plaques correctement installées, espacées et scellées, le couvercle de l'échangeur a été remis en place et l'ensemble a été solidement monté. Ainsi, l'échangeur est prêt pour son intégration dans le système d'essai. La structure finale est bien compacte, stable et idéalement ajustée à l'environnement d'expérimentation. Le système garantit une séparation étanche entre les deux flux d'air, condition indispensable pour prévenir tout mélange non désiré. Le produit final indique un prototype opérationnel, prêt à être testé en conditions réelles.



**Figure 24: Vue finale de l'échangeur assemblé et fermé**

## Chapitre 3 : Présentation de la problématique, méthodologie et dimensionnement

---

### III.4 la sélection des ventilateurs :

#### III.4.1 Critères de sélection :

Plusieurs critères clés ont guidé la sélection le choix du ventilateur :

- **Contrainte d'espace** : l'espace pour l'intégration est limité à un diamètre allant de 20 cm à 25 cm, du fait des dimensions de l'échangeur thermique.
- **Débit d'air requis** : pour assurer un bon renouvellement de l'air et compenser les pertes de charge dans l'échangeur, un débit d'air de 300 m<sup>3</sup>/h répond aux besoins du système
- **Pression disponible** : le ventilateur doit être capable de surmonter les pertes de charge générées par la géométrie interne de l'échangeur (tubes et canaux).
- **Simplicité d'installation et solidité** : le ventilateur devrait être adaptable sur les côtés du boîtier tout en garantissant une longévité sans entretien.

Une contrainte importante a été la disponibilité sur le marché de ventilateurs capables de fournir le débit souhaité (300 m<sup>3</sup>/h) tout en disposant d'une **courbe de performance complète (pression-débit)**. En effet, la plupart des modèles disponible sur le marché ne dispose pas de documentation technique, rendant difficile leur intégration dans une modélisation analytique.

#### III.4.2 Modèle retenu et caractéristiques techniques : [10]

En suivant les critères mentionnés ci-dessus, le modèle Aircol 150 de la marque Aksa Motor Fan a été sélectionné. C'est un ventilateur axial prévu pour être installé sur un mur ou une fenêtre, adapté à des systèmes de ventilation compacts et efficaces. Deux ventilateurs identiques sont utilisés : l'un pour l'aspiration et l'autre pour le soufflage.

## Chapitre 3 : Présentation de la problématique, méthodologie et dimensionnement

---

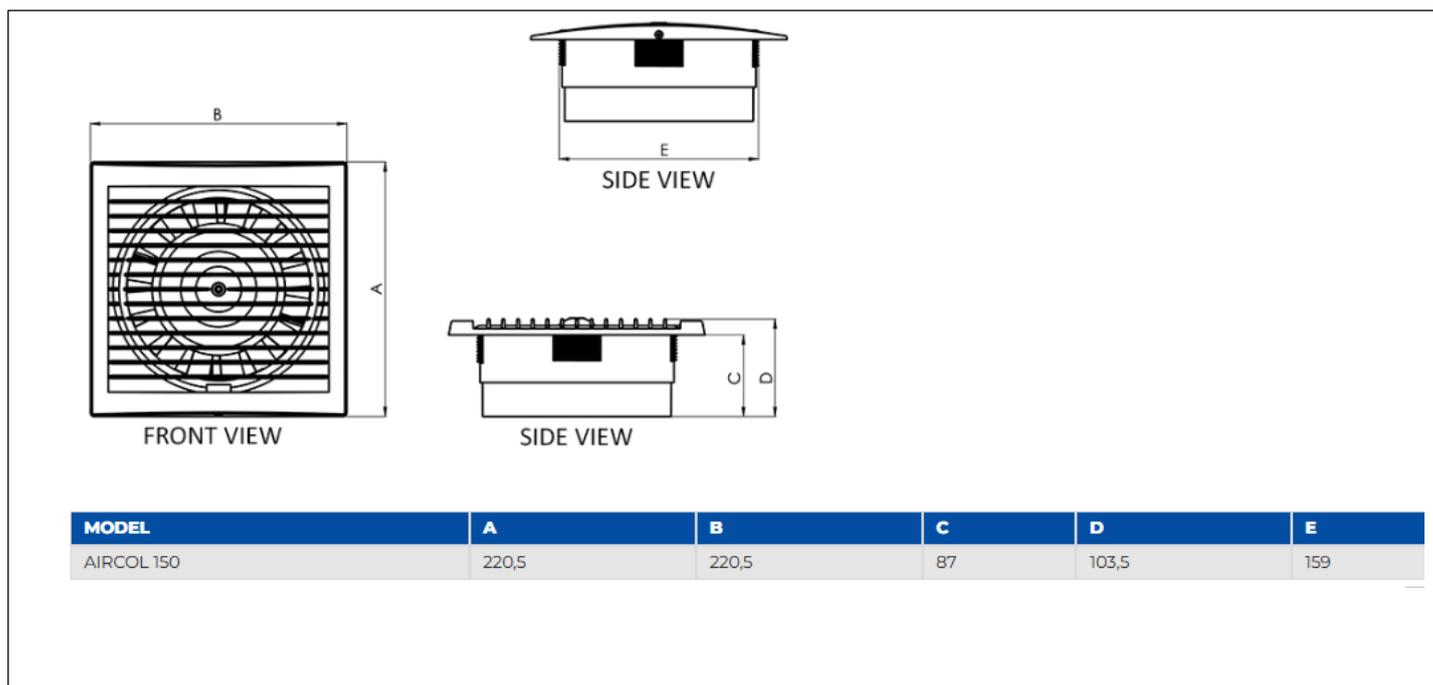
<b>Voltage/Frequency</b>	(Volt/Hz)	230/50
<b>Current</b>	(A)	0.32
<b>Power</b>	(Watt)	32
<b>Air Flow</b>	(m <sup>3</sup> /hour)	300
<b>Speed</b>	(Rpm)	2100
<b>Pressure</b>	(Pa)	67
<b>Sound Pressure Level (@3m)</b>	(dB (A))	39
<b>Min. / Max. Ambient Temperature</b>	(°C)	-30 / 40

**Figure 25 : Tableau des performances techniques du ventilateur Aircol 150 [10]**



**Figure26: Ventilateur Aircol 150 – Vue avant [10]**

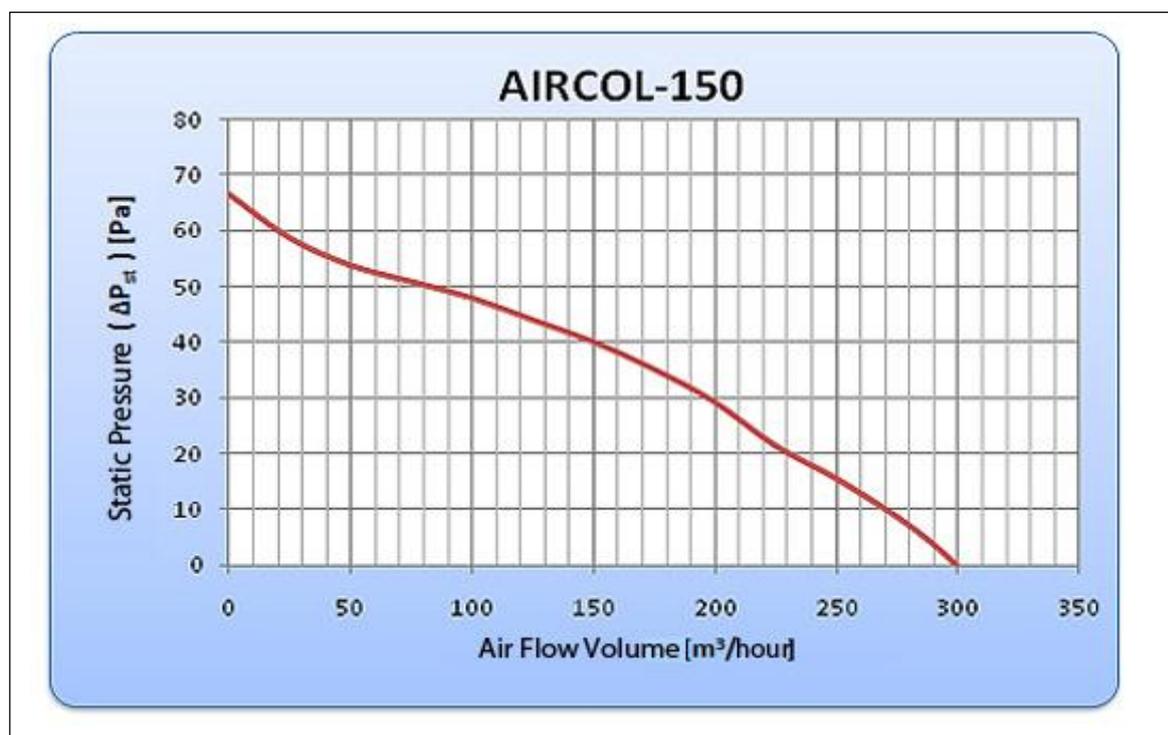
## Chapitre 3 : Présentation de la problématique, méthodologie et dimensionnement



**Figure 27: Dimensions techniques du ventilateur Aircol 150 [10]**

### III.4.3 Courbe de performance (pression f(débit)) :

Le ventilateur Aircol 150 est fourni avec une courbe pression-débit permettant de visualiser son comportement en fonction de la charge du système. Cette courbe est essentielle pour déterminer le point de fonctionnement optimal selon les pertes de charge de l'échangeur.



## **Chapitre 3 : Présentation de la problématique, méthodologie et dimensionnement**

---

### **Figure 28: Courbe de performance pression-débit du ventilateur Aircol 150 [10]**

#### **III.3.4 Intégration dans le système :**

Les deux ventilateurs Aircol 150 ont été installés sur les parois latérales opposées du boîtier de l'échangeur : l'un en configuration d'aspiration et l'autre en configuration de soufflage. Grâce à leur taille réduite, leur installation aisée et leur débit élevé, ils sont parfaitement adaptés pour assurer la ventilation forcée à travers les plaques de l'échangeur. De plus, ils garantissent des vitesses adéquates pour assurer un transfert thermique efficace tout en compensant les pertes de charge internes.

#### **III.5 Calcul des pertes de charge :**

##### **III.5.1 Hypothèses et équations utilisées :**

Pour calculer les pertes de charge à travers l'échangeur de chaleur air-air, on considère les hypothèses suivantes :

- L'air est incompressible et les écoulements sont stationnaires.
- Les propriétés thermo physiques de l'air sont constantes ( $\rho = 1.184 \text{ kg/m}^3$ ,  $\mu = 1.849 \times 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ).
- La longueur caractéristique pour les deux configurations est  $L = 0.3 \text{ m}$ .
- La distribution de l'air est uniforme à travers les canaux et tubes.

Les équations utilisées sont basées sur la loi de Darcy-Weisbach pour le calcul de la perte de charge [7]:

$$\Delta P = f \times \frac{L}{Dh} \times \frac{\rho \times V^2}{2} \quad (\text{III.1})$$

où :

$\Delta P$  : perte de charge (Pa)

$f$  : facteur de friction de Darcy

$L$  : longueur du canal (m)

$Dh$  : diamètre hydraulique (m)

$V$  : vitesse moyenne de l'air (m/s)

Le facteur de friction  $f$  dépend du nombre de Reynolds ( $Re = \rho V D_h / \mu$ ) selon le régime :

- Laminaire :  $f = \frac{64}{Re}$

- Turbulent :  $f = \frac{0.3164}{Re^{0.25}}$

## Chapitre 3 : Présentation de la problématique, méthodologie et dimensionnement

### III.5.2 Résultats obtenus pour chaque côté (tube et canal) :

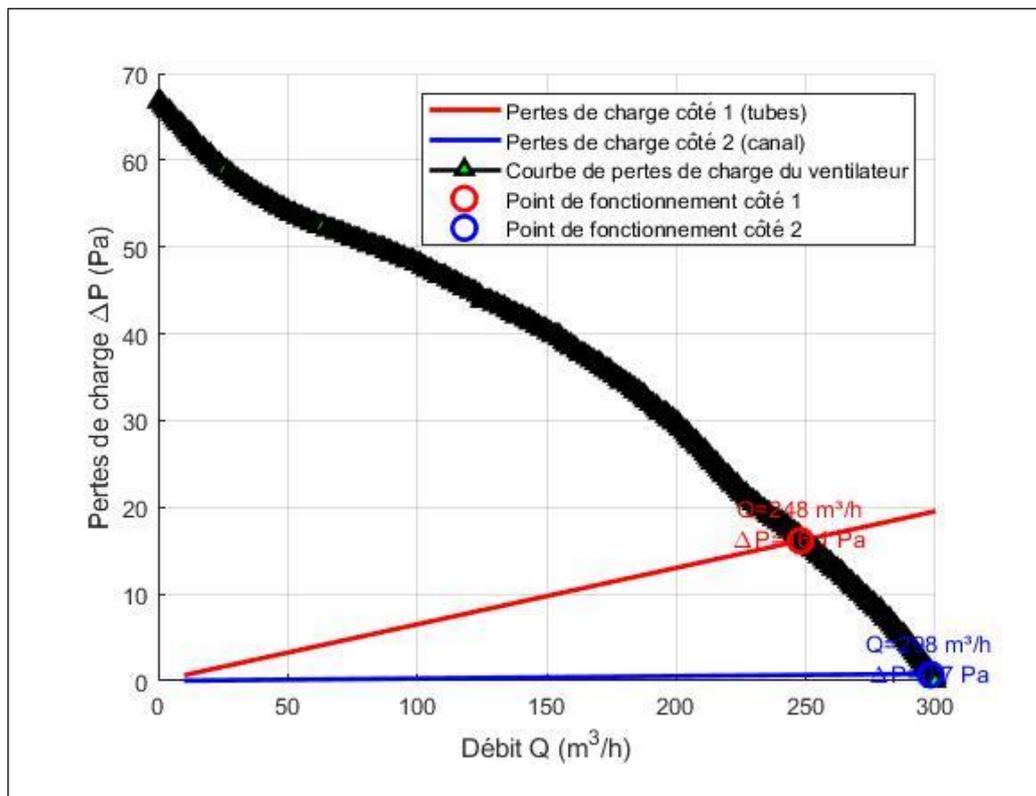
Un programme MATLAB a été utilisé pour obtenir numériquement les résultats des pertes de charge.

Les calculs des pertes de charge théoriques ont été effectués pour les deux configurations :

- Côté 1 : passage de l'air à travers 53 tubes ayant des dimensions de 6×5 mm
- Côté 2 : passage de l'air à travers un seul canal mesurant 30×1 cm

Les courbes de pertes de charge théoriques et expérimentales sont illustrées par la Figure 28, produite par le logiciel MATLAB(Annexe3).

Les points d'intersection représentent les débits où les pertes de charge du système correspondent à celles observées ou compatibles avec le ventilateur.



**Figure 29 : Courbes des pertes de charge expérimentales et théoriques pour les deux côtés de l'échangeur**

## **Chapitre 3 : Présentation de la problématique, méthodologie et dimensionnement**

---

### **III.5.3 Discussion des résultats du programme MATLAB :**

Les résultats issus du programme MATLAB ont permis de comparer les pertes de charge théoriques des deux configurations de l'échangeur (tubes et canal) avec les données expérimentales. Ces mises en comparaison sont cruciales pour confirmer la taille du système et s'assurer que le ventilateur sélectionné peut compenser les pertes de charge.

Le programme, dont le code est présenté en Annexe 2, calcule les pertes de charge en fonction du débit pour chaque côté et détecte les points d'intersection avec la courbe expérimentale. Plutôt que de lister tous les points de croisement, nous avons calculé un point moyen pour chaque configuration, ce qui facilite l'interprétation globale des performances du système.

Les résultats moyens obtenus sont les suivants :

- Pour le côté tubes : débit moyen  $\approx 247.99 \text{ m}^3/\text{h}$ , perte de charge moyenne  $\approx 16.14 \text{ Pa}$
- Pour le côté canal : débit moyen  $\approx 298.12 \text{ m}^3/\text{h}$ , perte de charge moyenne  $\approx 0.72 \text{ Pa}$

Ces observations indiquent que les pertes de charge dans les canaux sont considérablement moindres par rapport à celles dans les tubes, ce qui justifie une attention accrue pour surmonter la résistance du côté des tubes. Les deux ventilateurs Aircol 150 choisis sont donc adaptés pour garantir le fonctionnement optimal du système dans les deux situations.

### **III.5 Conclusion**

Dans ce chapitre, nous avons conçu le prototype de l'échangeur de chaleur air-air, en incluant les étapes de modélisation en 3D, de production des plaques et du boîtier, ainsi que la sélection et l'incorporation des ventilateurs. Les calculs de la chute de pression, réalisés grâce à un logiciel MATLAB, ont servi à confirmer l'adéquation du système avec les ventilateurs choisis. Les résultats indiquent que le côté canal entraîne beaucoup moins de pertes que le côté tubes.

## **Chapitre 4: Étude expérimentale opérée sur l'échangeur de chaleur en conditions réelles contrôlées**

---

### **Chapitre 4 :Étude expérimentale opérée sur l'échangeur de chaleur en conditions réelles contrôlées**

#### **IV.1 Introduction :**

Dans ce chapitre, le dispositif d'échange thermique air-air à plaques conçu précédemment est soumis à des tests dans un cadre expérimental contrôlé, spécifiquement une salle d'essai climatisée. Le but est de confirmer ses performances thermiques réelles dans des conditions représentant les saisons d'été et d'hiver, en faisant appel à un système de contrôle de température et un instrument de mesure par thermocouples. Cette expérimentation offre l'opportunité de comparer les résultats pratiques avec ceux découlant du calcul théorique (voir Chapitre 2), en prenant en compte les pertes de charge générées par la configuration intérieure et les conditions de flux d'air. On met l'accent sur le calcul de l'efficacité de l'échangeur, en se servant de la méthode de l'efficacité thermique instantanée avec des moyennes thermiques, dans le but d'éviter les inexactitudes associées aux limites de cette loi lors des situations avec d'importants décalages de température. Cette méthode offre une appréciation plus concrète du comportement de l'échangeur dans des conditions de fonctionnement réelles.

#### **IV.2 Installation de l'échangeur de chaleur dans la chambre d'essai :**

Dans cette partie, nous expliquons en détail l'installation complète de l'échangeur de chaleur air-air à plaques dans la chambre expérimentale d'essai. L'objectif est d'analyser son rendement dans deux contextes climatiques extrêmes (chauffage en hiver et climatisation en été), en surveillant attentivement les températures à divers points du système. L'échangeur a été installé dans l'ouverture supérieure de la chambre(figure30), garantissant ainsi un flux d'air optimal entre l'intérieur et l'extérieur.



**Figure 30 : position de l'échangeur sur le mur de la chambre**

## **Chapitre 4: Étude expérimentale opérée sur l'échangeur de chaleur en conditions réelles contrôlées**

### **IV.2.1 Réglage du climatiseur et simulation des deux modes :**

Un climatiseur mural a été utilisé pour simuler deux conditions climatiques contrôlées dans la chambre :

- **Mode chauffage** : le climatiseur est réglé à **30 °C** pour représenter un cas hivernal. La température dans la chambre est stabilisée avant la prise de mesures.
- **Mode climatisation** : réglé à environ **18 °C**, il simule des conditions estivales. Une stabilisation est également nécessaire (30–45 minutes).

Un film plastique est ajouté à la sortie du climatiseur pour canaliser l'air et éviter les flux turbulents directs.



**Figure 31: Climatiseur mural utilisé pour la régulation thermique**

### **IV.2.2 Mise en place des capteurs de température**

Un datalogger de marque **Testo** à deux canaux (comme illustré sur la Figure 32) a été utilisé avec **quatre thermocouples** de type K (dont deux connectés simultanément, et un relevé manuellement en alternance).

Les capteurs sont disposés comme suit :

- **Thermocouple 1** : à l'entrée d'air extérieur – température de l'air extérieur
- **Thermocouple 2** : à la sortie de l'échangeur vers la chambre – température de l'air extrait
- **Thermocouple 3** : à l'intérieur de la chambre, près de la sortie – température de l'air récupéré

## **Chapitre 4: Étude expérimentale opérée sur l'échangeur de chaleur en conditions réelles contrôlées**

- **Thermocouple 4** : à la sortie de l'échangeur vers l'extérieur – température de l'air rejeté  
Les fils sont fixés solidement avec du ruban aluminium pour garantir une bonne stabilité thermique et éviter les perturbations par le rayonnement ou les fuites d'air.



**Figure32 : Datalogger Testo affichant les températures en temps réel**



**Figure33 : Positionnement des thermocouples sur l'échangeur**

## **Chapitre 4: Étude expérimentale opérée sur l'échangeur de chaleur en conditions réelles contrôlées**

---

### **IV.3 Acquisition et traitement des données :**

L'expérimentation a été réalisée dans une chambre d'essai contrôlée, reproduisant deux situations climatiques : le mode de refroidissement (été) et le mode de réchauffement (hiver). La température de la pièce était contrôlée par un climatiseur mural, en fonction du réglage désiré.

Les mesures ont été réalisées à l'aide d'un **datalogger Testo** couplé à **quatre thermocouples de type K**, positionnés aux points suivants :

- **T1** : température de l'air extérieur (avant échangeur),
- **T2** : température de l'air extrait (dans la chambre),
- **T3** : température de l'air récupéré (entrant dans la chambre),
- **T4** : température de l'air rejeté vers l'extérieur.

Conditions pour la mesure :

- **Mode de refroidissement** : le 2 juin 2025 de 11h00 à 15h00, collecte des données toutes les 5 minutes, avec une température de consigne intérieure maintenue à 18 °C.
- **Mode de chauffage** : le 27 juin 2025, de 15h00 à 19h00, aussi avec collecte toutes les cinq minutes, pour une consigne de température établie à 30 °C.

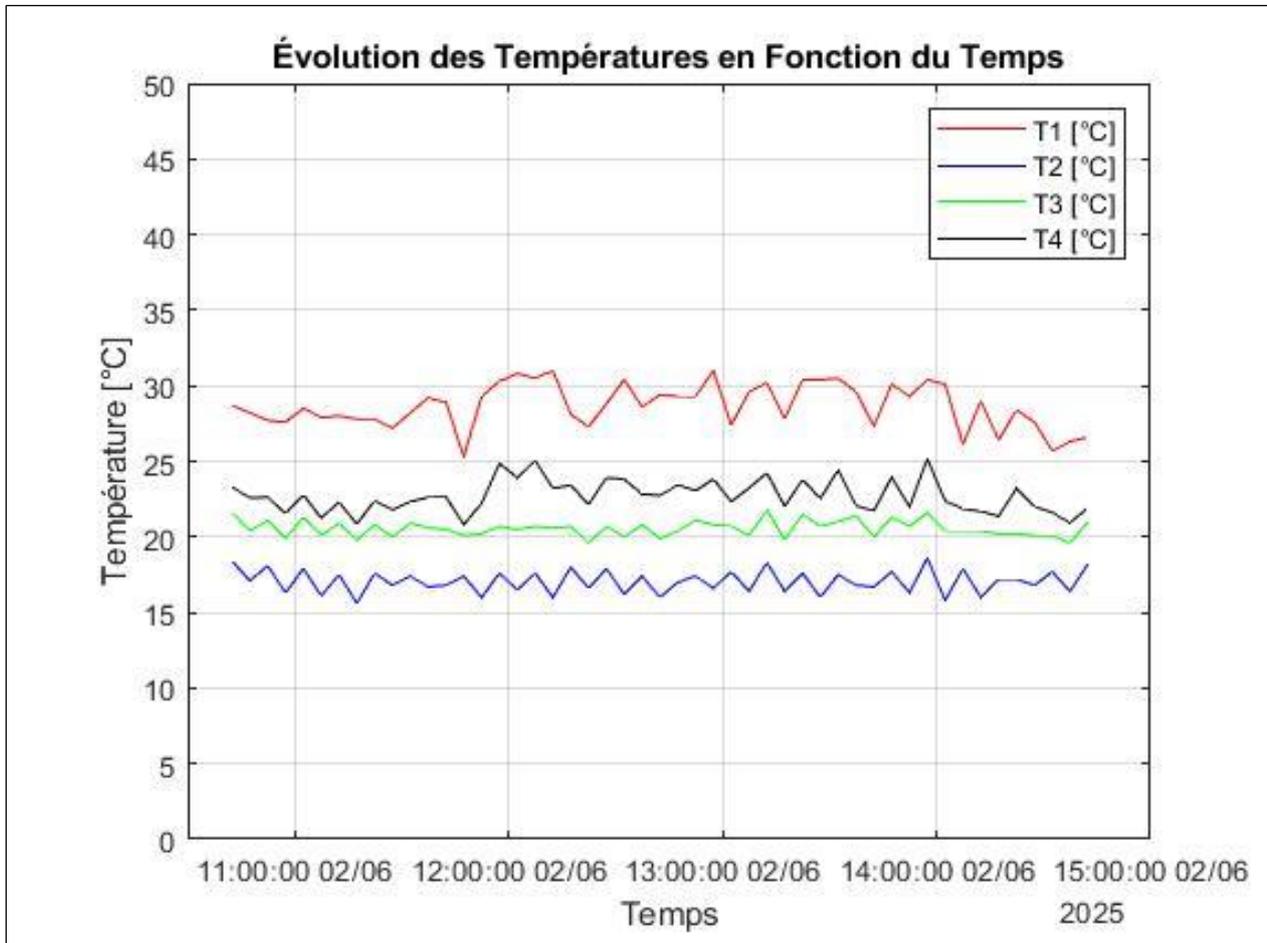
Les données ont été transférées en format Excel, puis manipulées à l'aide de MATLAB. Un lissage et une interpolation linéaire ont aidé à réduire les perturbations causées par les fluctuations du flux ou les délais de réponse des capteurs. Les graphiques générés, illustrés dans les Figures 34 et 35, ont par la suite été utilisés pour déterminer l'efficacité thermique de l'échangeur en utilisant la méthode de l'efficacité thermique instantanée .

### **IV.4 Analyse des courbes de température :**

Les figures 33 et 34 illustrent la progression des températures mesurées lors des tests en mode chauffage et en mode climatisation. Ces graphiques facilitent l'observation du comportement thermique de l'échangeur de chaleur air-air dans les deux configurations expérimentales.

## Chapitre 4: Étude expérimentale opérée sur l'échangeur de chaleur en conditions réelles contrôlées

a) Mode climatisation (essai du 02/06/2025) :



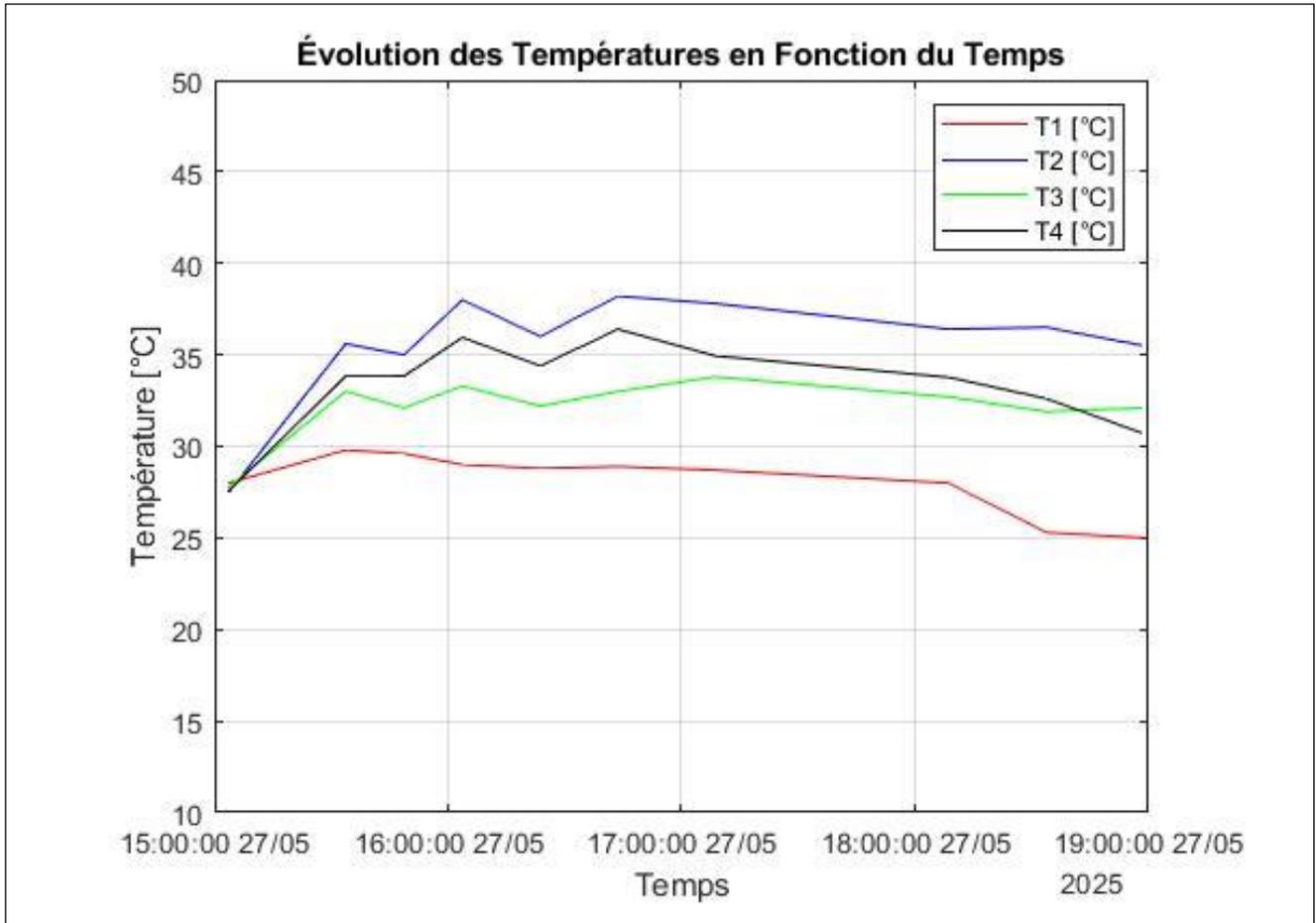
**Figure 34 : Évolution des températures (T1, T2, T3, T4) lors de l'essai en mode climatisation (mesures expérimentales)**

Dans cette situation, la température intérieure est maintenue à **18 °C**. L'échangeur permet de refroidir l'air extérieur chaud (**T1 = 29.10 °C**) en le faisant passer à travers le système, ce qui se traduit par une température d'entrée dans la chambre de **21.02 °C (T3)**. En parallèle, l'air extrait de la pièce (**T2 = 17.50 °C**), étant plus frais, capte une partie de la chaleur de l'air sortant et est ensuite rejeté à une température plus élevée de **21.88 °C (T4)**. Ces résultats expérimentaux montrent que l'échange thermique s'est bien produit entre les deux flux d'air.

Les courbes démontrent la performance de l'échangeur à fonctionner en été aussi : l'air neuf est partiellement refroidi, diminuant ainsi la charge thermique imposée au climatiseur.

## Chapitre 4: Étude expérimentale opérée sur l'échangeur de chaleur en conditions réelles contrôlées

### b) Mode chauffage (essai du 27/06/2025) :



**Figure 35: Évolution des températures (T1, T2, T3,T4) lors de l'essai en mode chauffage (mesures expérimentales)**

Dans ce contexte, la température intérieure est maintenue à 30 °C. L'air extérieur plus frais (T1 = 28.20 °C) est réchauffé en traversant l'échangeur, ce qui se traduit par une température de 29.80 °C (T3) à l'entrée dans la pièce. En parallèle, l'air extrait de la chambre (T2 = 31.40 °C) transfère une partie de sa chaleur à l'air neuf, puis est rejeté à une température réduite de 30.60 °C (T4). Ces valeurs montrent que l'échange thermique s'est bien produit entre les deux flux d'air.

Les graphiques mettent en évidence l'efficacité de l'échangeur durant la saison froide : l'air frais est en partie réchauffé avant son introduction, ce qui diminue la charge thermique sur le dispositif de chauffage.

## **Chapitre 4: Étude expérimentale opérée sur l'échangeur de chaleur en conditions réelles contrôlées**

### **IV.5 Calcul de l'efficacité de l'échangeur :**

Suite aux tests expérimentaux et à l'identification des points de fonctionnement effectifs basés sur les courbes de pertes de charge du ventilateur sélectionné (voir Chapitre III), les débits réels associés à chaque extrémité de l'échangeur ont été inclus dans les calculs, pour actualiser les valeurs réelles de la performance thermiques de l'échangeur avec le nouveau débit. Cette méthode prend en considération les conditions d'opération réelles pour obtenir des résultats plus fiables.

#### **IV.5.1 Mise à jour du coefficient U :**

Dans cette section, nous avons recalculé le coefficient global d'échange thermique U en tenant compte des débits volumiques réels du ventilateur : 298.12 m<sup>3</sup>/h (canal) et 247.99 m<sup>3</sup>/h (tubes),

Les valeurs obtenues sont les suivantes :

Cas	T <sub>moy</sub> (°C)	Re <sub>canal</sub>	Re <sub>tube</sub>	h <sub>canal</sub> (W/m <sup>2</sup> ·K)	h <sub>tube</sub> (W/m <sup>2</sup> ·K)	U (W/m <sup>2</sup> ·K)
Chambre été	25	34291	14981	116.1	224.5	64.24
Chambre hiver	30	33298	14547	115.1	222.6	63.77
Serre été	50	29790	13015	111.6	216.5	62.18
Serre hiver	40	31466	13747	113.3	219.6	62.98

**Tableau 5 : Résultats de calcul du coefficient U mis à jour avec les débits réels**

Ce tableau présente les nouvelles valeurs expérimentales du coefficient global de transfert thermique U. Ces résultats peuvent être comparés aux premières estimations du chapitre II.

- **Pour la chambre :**

U initial (dimensionnement) : 10.41 W/m<sup>2</sup>·K (été) et 10.45 W/m<sup>2</sup>·K (hiver)

U expérimental : 64.24 W/m<sup>2</sup>·K (été) et 63.77 W/m<sup>2</sup>·K (hiver)

- **Pour la serre :**

U initial : 41.86 W/m<sup>2</sup>·K (été) et 42.39 W/m<sup>2</sup>·K (hiver)

## **Chapitre 4: Étude expérimentale opérée sur l'échangeur de chaleur en conditions réelles contrôlées**

U expérimental : 62.18 W/m<sup>2</sup>·K (été) et 62.98 W/m<sup>2</sup>·K (hiver)

Cette forte augmentation des valeurs expérimentales est principalement due aux vitesses réelles d'air plus élevées, ce qui accroît le nombre de Reynolds et améliore le transfert thermique par convection. Cela montre l'importance de prendre en compte les conditions réelles pour estimer précisément les performances thermiques de l'échangeur.

### **IV.5.2 Mis à jour du calcul d'efficacité thermique :**

À l'aide des nouveaux coefficients de transfert thermique U calculés pour chaque cas, et pour une surface d'échange fixée à 1.53 m<sup>2</sup> (correspondant à 17 plaques), nous avons déterminé l'efficacité thermique de l'échangeur par trois méthodes :

1. La méthode NTU, basée sur la capacité thermique minimale (Cmin) et la surface d'échange.
2. La méthode DTLM (Différence de Température Logarithmique Moyenne).
3. La méthode de l'efficacité thermique instantanée, exploitant directement les températures mesurées : air extrait, air neuf et air soufflé.

Les résultats obtenus sont présentés séparément pour la chambre et la serre, dans les deux conditions climatiques (été et hiver).

Cas	T1(C°)	T2(C°)	T3(C°)	T4(C°)	ε_NTU (%)	ε_DTLM (%)	ε_instantané(%)
Chambre été	29.10	17.50	21.02	21.88	52.08	48.26	69.66
Chambre hiver	28.20	31.40	29.80	30.6	52.32	67.67	50.00

**Tableau 6 : Résultats du calcul d'efficacité thermique – chambre(été et hiver)**

Les températures sont les moyennes issues des mesures expérimentales pendant l'essai dans la chambre.

## **Chapitre 4: Étude expérimentale opérée sur l'échangeur de chaleur en conditions réelles contrôlées**

Cas	T1(C°)	T2(C°)	T3(C°)	T4(C°)	$\epsilon_{NTU}$ (%)	$\epsilon_{DTLM}$ (%)	$\epsilon_{instantané}$ (%)
Serre été	30	70	55	50	53.28	49.56	62.50
Serre hiver	15	60	40	35	52.82	49.75	55.56

**Tableau 7 : Résultats du calcul d'efficacité thermique – Serre (été et hiver)**

Les températures utilisées ici proviennent des valeurs de référence proposée au Chapitre II, afin de permettre une comparaison cohérente avec le dimensionnement théorique

L'analyse des résultats indique une efficacité thermique fluctuante en fonction des conditions. L'approche de l'efficacité instantané tend à fournir des résultats plus hauts, qui correspondent de manière plus précise aux observations expérimentales. Pour sa part, la méthode NTU offre des valeurs qui sont en accord avec les conditions théoriques du système. On observe une performance supérieure durant l'été, particulièrement dans la chambre, ce qui suggère que l'échangeur est plus performant pour le pré-refroidissement de l'air chaud extérieur. Dans la serre, même face à des conditions de température extrêmes, l'échangeur maintient un rendement satisfaisant, ce qui le rend approprié pour une utilisation dans le domaine agricole.

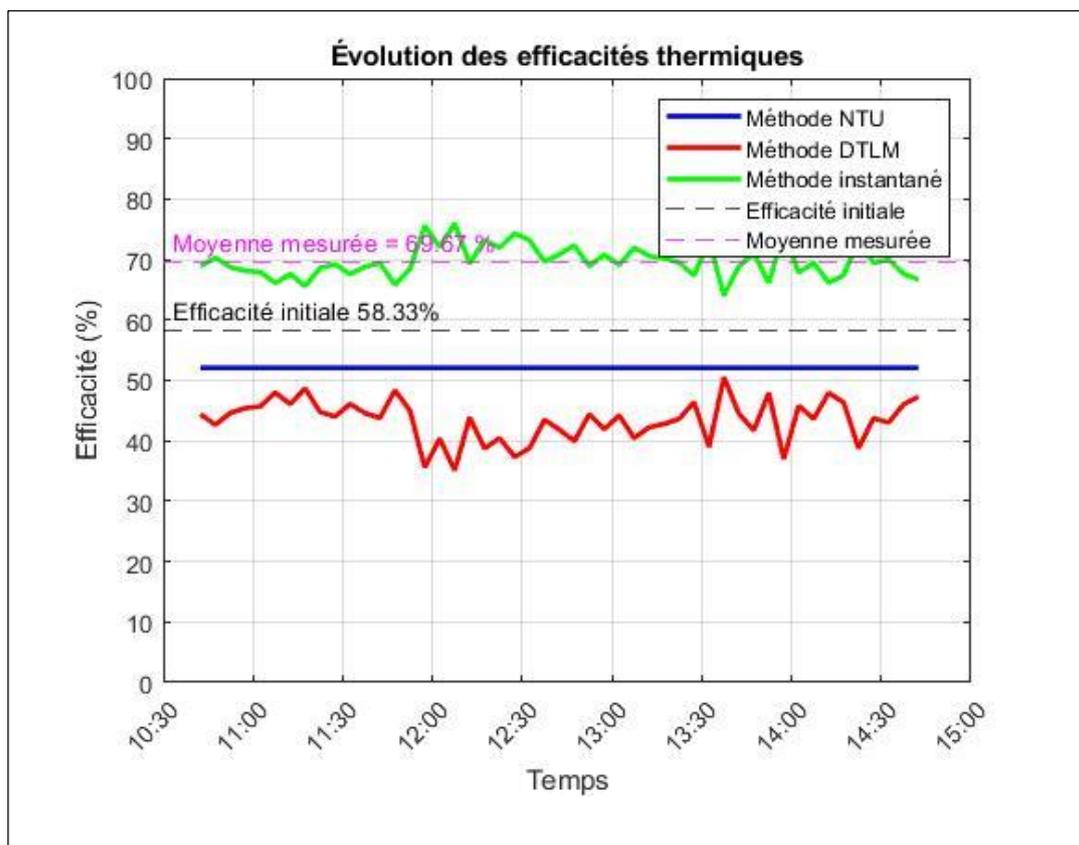
### **IV.6 Confortation des mesures expérimentales avec les calcul analytique :**

Dans cette partie, nous étudions l'efficacité concrète de l'échangeur de chaleur à plaques monté dans une salle d'essai, en deux conditions : le mode climatisation (été) et le mode chauffage (hiver). À l'opposé du Chapitre II, où l'efficacité était calculée à partir des températures suggérées et demeurait constante, dans ce cas, l'efficacité est déterminée à chaque instant en utilisant les températures mesurées sur le système réel.

- Méthodes représentées dans les graphiques :
  - Ligne noire pointillée : efficacité théorique issue du Chapitre II (calculée avec des températures initiale).
  - Ligne bleue : efficacité calculée avec la méthode NTU. Elle est constante car elle dépend uniquement de la surface, du débit et de la capacité thermique minimale ( $C_{min}$ ) – elle n'est pas influencée par les mesures de température.

## **Chapitre 4: Étude expérimentale opérée sur l'échangeur de chaleur en conditions réelles contrôlées**

- Ligne rouge : efficacité calculée avec la méthode DTLM, en fonction des températures mesurées. Cette méthode devient instable lorsque l'écart de température entre les fluides est très faible, ce qui la rend parfois imprécise.
  - Ligne verte : efficacité calculée à chaque instant avec la méthode des trois températures mesurées (appelée méthode instantané). C'est la plus représentative de l'efficacité réelle.
  - Ligne violette : moyenne globale de l'efficacité instantané pendant tout l'essai, considérée comme la valeur la plus fiable pour évaluer la performance réelle du prototype.
- **Cas chambre été :**



**Figure 36 : Évolution de l'efficacité thermique -Mode climatisation (été, chambre d'essai)**

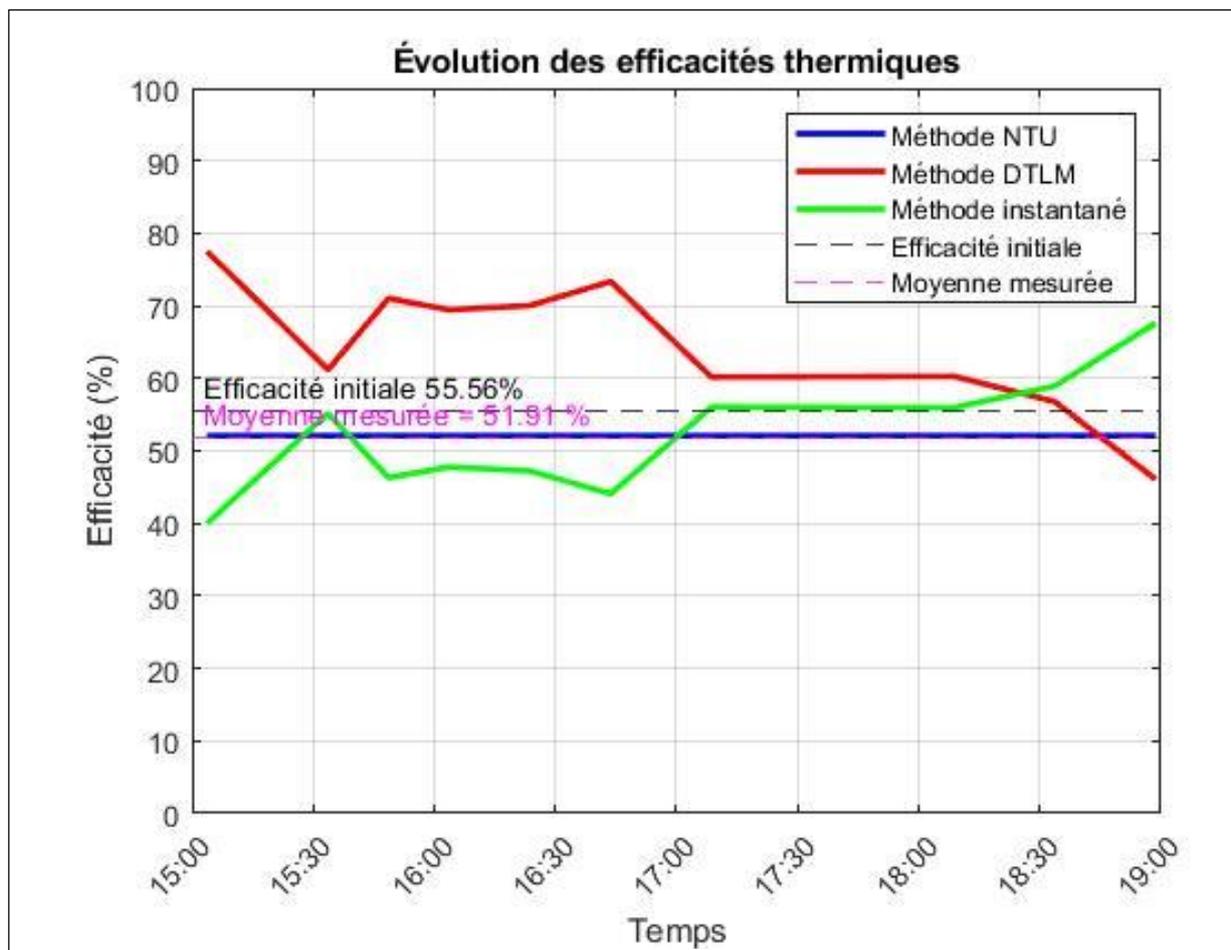
- Méthode instantané (vert) : L'efficacité réelle calculée à chaque instant est globalement supérieure à 65 %, avec des pics dépassant les 75 %. Elle montre une stabilité appréciable pendant toute la durée de l'essai.

## Chapitre 4: Étude expérimentale opérée sur l'échangeur de chaleur en conditions réelles contrôlées

- Méthode DTLM (rouge) : Cette courbe oscille autour de 45–55 %, sous-estimant légèrement les performances, mais elle reste relativement stable dans ce cas d'écart thermique important.
- Méthode NTU (bleu) : Elle est constante à 58.33 %, car elle dépend uniquement des paramètres géométriques et de débit, et non des mesures de température.
- Ligne noire pointillée : Efficacité théorique proposée dans le Chapitre II (58.33 %), utilisée ici comme base de comparaison.

La méthode instantané donne une moyenne expérimentale de 69.67%, ce qui est nettement supérieur à la valeur théorique proposée. Cela prouve que le système est très performant en mode été, avec une bonne récupération de chaleur.

- **Cas chambre hiver :**



**Figure 37 : Évolution de l'efficacité thermique - Mode chauffage (chambre d'essai)**

## **Chapitre 4: Étude expérimentale opérée sur l'échangeur de chaleur en conditions réelles contrôlées**

---

- Méthode instantané (vert) : illustre une efficacité fluctuante entre 40 % et 68 %, avec des chutes à cause de la faible différence de température. La moyenne reste à 51.91 %.
- Méthode DTLM (rouge) : Illustre une instabilité importante, avec un pics jusqu'à 80 %, ce qui montre ses limites dans ce contexte.
- Méthode NTU (bleu) : Toujours constante à 52 %, elle sert ici de référence théorique fixe.
- Ligne noire pointillée : La valeur initiale de Chapitre II reste la même, mais elle est ici légèrement surestimée par rapport à la réalité.

En mode hiver, les performances réelles sont un peu inférieures à la valeur théorique, mais restent globalement satisfaisantes avec une efficacité moyenne de 51.91 %. Les écarts plus faibles de température rendent les méthodes comme DTLM moins fiables, renforçant la validité de la méthode instantané.

### **IV.7 Comparaison des performances thermiques avec des échangeurs air-air à plaques commerciaux**

Dans cette section, les performances du prototype expérimental développé sont comparées à celles de plusieurs échangeurs air-air à plaques commercialisés par des entreprises reconnues dans le secteur de la ventilation et de la récupération d'énergie. Ces dispositifs sont généralement testés selon les normes européennes (EN 308, Eurovent) ou nord-américaines (AHRI) et sont conçus pour des applications résidentielles, tertiaires ou industrielles. La comparaison porte principalement sur l'efficacité thermique maximale annoncée, le type d'écoulement (cross-flow ou contre-courant), ainsi que la configuration structurelle.

## **Chapitre 4: Étude expérimentale opérée sur l'échangeur de chaleur en conditions réelles contrôlées**

Fabricant / Modèle	Type d'écoulement	Efficacité thermique (%)	Conditions / Remarques	Référence
Heatex – Général	Contre-courant	Jusqu'à 90 %	Aluminium, certifications Eurovent et AHRI	[11]
Heatex – Modèle H1	Contre-courant	65 % (simple), 85 % (2 étages)	Plaques simples, basse perte de charge	[12]
Heatex – Modèle H2	Contre-courant	> 80 %	Version optimisée pour compacité	[13]
ERI Corporation – CC	Contre-courant	> 93 %	Très haute efficacité en résidentiel	[14]
ERI – Accuair enthalpique	Contre-courant	90 % (sensible), > 70 % (humidité)	Résiste au gel jusqu'à -25 °C	[14]
Prototype développé	Canal + tubes Contre-courant	51.91 –69.67 % (expérimental)	17 plaques, débits réels considérés	—

**Tableau 8 : Comparaison des performances d'échangeurs air-air à plaques commerciaux**

Le prototype développé dans cette étude a démontré une efficacité expérimentale variant de 51,55% à 69,66%. Ce résultat est plutôt satisfaisant au regard des conditions d'usage réelles, de la contrainte d'espace liée à son installation et du recours à des matériaux peu coûteux tels que le polycarbonate. En comparaison avec les modèles commerciaux, les performances sont moins bonnes que celles des échangeurs à plaques contre-courant commerciaux tels que ceux de ERI Corporation (> 93 %) ou Heatex (> 90 %), qui emploient habituellement de l'aluminium et sont optimisés pour des flux constants et un environnement standardisé.

## **Chapitre 4: Étude expérimentale opérée sur l'échangeur de chaleur en conditions réelles contrôlées**

---

Toutefois, l'échangeur suggéré s'adapte idéalement au milieu agricole ou expérimental, en raison de son coût réduit, de sa facilité de fabrication et de sa possibilité d'ajustement aux exigences du cadre local (comme la ventilation contrôlée d'une serre). En outre, certaines options commerciales comportent des frais importants, un risque accru de gel (en l'absence de dérivation), ou des contraintes d'entretien. Ceci explique entièrement l'attrait de la création d'un prototype sur mesure à efficacité modeste, mais conforme aux objectifs distincts.

### **IV.8 Conclusion :**

Des essais expérimentaux effectués dans une chambre d'essai contrôlée ont validé la performance du prototype d'échangeur de chaleur air-air à plaques. Les évaluations thermiques réalisées dans les deux modes de climatisation (chauffage et refroidissement) ont confirmé l'aptitude de l'échangeur à transférer de la chaleur de l'air extrait vers l'air renouvelé. L'application de la méthode des trois températures a révélé une efficacité moyenne de 51.91% à 69.67%, ce qui est conforme aux estimations du dimensionnement numérique. Cette recherche atteste donc que le prototype, malgré sa conception simplifiée et son coût modique, est en mesure d'apporter un recouvrement thermique notable dans des environnements agricoles ou ventilés. Il constitue une alternative économique et adaptée aux zones rurales, tout en étant compatible avec les contraintes de ventilation existantes.

## **Conclusion finale :**

Ce mémoire a porté sur la conception, la modélisation, la réalisation et l'évaluation expérimentale d'un échangeur de chaleur air-air à plaques à récupération d'énergie, développé dans le but de réduire les pertes thermiques liées à la ventilation d'une serre solaire expérimentale. L'approche suivie a combiné des outils analytiques (modélisation thermique, calculs par NTU,  $\Delta T_{LM}$  et instantané), une simulation sous MATLAB pour le dimensionnement, la fabrication d'un prototype à partir de plaques en polycarbonate, ainsi qu'une validation expérimentale en chambre d'essai sous différentes conditions climatiques.

Les résultats obtenus, avec une efficacité thermique mesurée entre 51.91% à 69.67%, sont jugés très satisfaisants au regard de la simplicité du dispositif, de la nature des matériaux employés et du faible coût de réalisation.

L'ensemble du processus a permis de répondre à une problématique énergétique concrète en proposant une solution fonctionnelle, économique et adaptable aux contextes agricoles peu pollués. La méthode des trois températures moyennes s'est avérée fiable pour évaluer les performances thermiques en conditions réelles, et l'analyse approfondie des pertes de charge a permis de garantir la cohérence globale du système.

Ce travail ouvre la voie à plusieurs perspectives d'amélioration : renforcement de l'isolation thermique, régulation automatique des débits en fonction des conditions climatiques, utilisation de matériaux bio-sourcée ou recyclées, intégration du solaire comme source électrique, ou encore adaptation du système à d'autres applications (environnements industriels, stockage agricole, etc.). Il démontre qu'une démarche rigoureuse, intégrant à la fois la modélisation, l'expérimentation et l'optimisation, peut aboutir à la conception de solutions techniques efficaces, durables et accessibles pour la récupération de chaleur dans des installations utilisant l'énergie solaire.

## Références :

- [1] R. K. Shah et D. P. Sekulic, Fundamentals of Heat Exchanger Design. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, Inc., 2003.
- [2] M. Bennajah et N. Chaoui, Échangeurs de chaleur : Technologie, calcul et design. Paris: Éditions Technip, 2014.
- [3] M. Legay, "Intensification des processus de transfert de chaleur par ultrasons, vers un nouveau type d'échangeur de chaleur : l'échangeur vibrant", Thèse de doctorat, Université de Grenoble, France, 2012. En ligne. Disponible : <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-00848254>
- [4] P. G. Schild, "Échangeurs de chaleur air-air dans les systèmes de ventilation", Air Infiltration and Ventilation Centre, Note VIP n°6, juin 2004.
- [5] B. Bourret, Les échangeurs de chaleur, Département de Génie Civil, INSA Toulouse, cours interne, 2023.
- [6] First Robinetterie, "Échangeurs à plaques : fonctionnement, avantages et applications", First Robinetterie, mars 2022. En ligne. Disponible : <https://www.first-robinetterie.com/actualites/echangeurs-a-plaques-fonctionnement-avantages-et-applications-8>
- [7] Énergie Plus - Le site de la conception énergétique durable. (s.d.). Débits d'air neuf recommandés. Disponible sur : <https://energieplus-lesite.be/theories/ventilation10/debits-d-air-neuf-recommandes>
- [8] Y. A. Çengel et A. J. Ghajar, Heat and Mass Transfer: Fundamentals & Applications, 5e édition. New York: McGraw-Hill Education, 2015.
- [9] S. A. Klein and F. L. Alvarado, Engineering Equation Solver (EES), logiciel basé sur les données de J. H. Keenan et al., Gas Tables, Wiley, 1986, et Y. S. Touloukian et al., Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3 et 11, IFI/Plenum, 1970.
- [10] Aksa Motor Fan, "Aircol 150 – Comfort Series". En ligne. Disponible : <https://www.aksamotorfan.com/en-US/catalogue/comfort-series/aircol-150/1053/52> (consulté le 24 mai 2025).

[11] Heatex, “Plate and Rotary Air-to-Air Heat Exchangers – Product Page,” Heatex AB, 2025. [En ligne]. Disponible : <https://www.heatex.com/products/>

[12] Heatex, “Model H and H2 – Crossflow Plate Heat Exchangers – Datasheet,” Heatex AB, 2025. [En ligne]. Disponible : <https://www.heatex.com/crossflow-heat-exchangers/>

[13] ERI Corporation, “Counterflow Heat Exchangers – Product Overview,” 2025. [En ligne]. Disponible : <https://ericorporation.com/>

[14] ERI Corporation, “Accuair Enthalpic Plate Exchangers – Technical Overview,” 2025. [En ligne]. Disponible : <https://ericorporation.com/enthalpy-recovery/>

## Annexes :

### Annexe1 :

```
function calculer_U_4cas()
    % --- Constantes géométriques communes ---
    A_plaque = 0.3 * 0.3;           % m2
    S_canal = 0.01 * 0.3;          % m2
    D_h_canal = 0.0194;            % m
    S_tube = 0.005 * 0.006;        % m2
    S_total_tubes = S_tube * 53;   % m2
    D_h_tube = 0.0054;             % m
    e_plaque = 0.0005;             % m
    lambda_plaque=0.2

    % --- Données des 4 cas ---
    cas = {
        'Chambre été', 25, 1.184, 1007, 0.02551, 1.849e-5, 0.729, 13.7, 2;
        'Chambre hiver', 30, 1.164, 1007, 0.02588, 1.872e-5, 0.7268, 13.7,
2;
        'Serre été', 50, 1.092, 1007, 0.02735, 1.963e-5, 0.7228,30.40, 6;
        'Serre hiver', 40, 1.127, 1007, 0.02662, 1.918e-5, 0.7255,30.40, 6;
    };

    fprintf('\n%-15s | %4s | %8s | %8s | %9s | %9s | %6s\n', ...
        'Cas', 'T(°C)', 'Re_canal', 'Re_tube', 'h_canal', 'h_tube', 'U');
    fprintf(repmat('-',1,80)); fprintf('\n');

    for i = 1:size(cas,1)
        nom = cas{i,1};
        T = cas{i,2};
        rho = cas{i,3};
        cp = cas{i,4};
        lambda_air = cas{i,5};
        mu = cas{i,6};
        Pr = cas{i,7};
        volume = cas{i,8};
        renouvellement = cas{i,9};
```

```

% Débit volumique
debit_vol_s = (volume * renouvellement) / 3600;

% --- Côté canal ---
v_canal = debit_vol_s / S_canal;
Re_canal = (rho * v_canal * D_h_canal) / mu;

if Re_canal < 2300
    Nu_canal = 4.63;
else
    f = ((0.790 * log(Re_canal)) - 1.64)^-2;
    Nu_canal = 0.125 * f * Re_canal * Pr^(1/3);
end
h_canal = Nu_canal * lambda_air / D_h_canal;

% --- Côté tubes ---
v_tube = debit_vol_s / S_total_tubes;
Re_tube = (rho * v_tube * D_h_tube) / mu;

if Re_tube < 2300
    Nu_tube = 4.63;
else
    f = ((0.790 * log(Re_tube)) - 1.64)^-2;
    Nu_tube = 0.125 * f * Re_tube * Pr^(1/3);
end
h_tube = Nu_tube * lambda_air / D_h_tube;

% --- Calcul de U global ---
U = 1 / ((1/h_canal) + (e_plaque / lambda_plaque) + (1/h_tube));

% --- Affichage ligne tableau ---
fprintf('%-15s | %4.0f | %8.0f | %8.0f | %9.1f | %9.1f | %6.2f\n',
...
        nom, T, Re_canal, Re_tube, h_canal, h_tube, U);
end
end

```

## **Annexe2 :**

```

function dimoss()

% --- Constantes physiques ---
Cp_air = 1007; % J/kg.K
surface_plaque = 0.3 * 0.3; % m2, une seule face utile

% --- Choix du cas ---
cas = input('Choisissez le cas (1 = chambre été, 2 = chambre hiver, 3 =
serre été, 4 = serre hiver) : ');

switch cas
    case 1 % Chambre été
        nom_cas = 'Chambre - Été';
        volume = 13.7;
        renouvellement = 2;
        rho_air = 1.184; % kg/m3
        Textrais = 18; Trejeter = 25;
        Texterieur = 30; Trecupere = 23;
        U = 10.41;

    case 2 % Chambre hiver
        nom_cas = 'Chambre - Hiver';
        volume = 13.7;
        renouvellement = 2;
        rho_air = 1.164; % kg/m3
        Textrais = 38; Trejeter = 28;
        Texterieur = 20; Trecupere = 30;
        U = 10.45;

    case 3 % Serre été
        nom_cas = 'Serre - Été';
        %volume = 60.80;
        volume = 30.40;
        renouvellement = 6;
        rho_air = 1.092; % kg/m3
        Textrais = 70; Trejeter = 48;
        Texterieur = 30; Trecupere = 52;
        U = 41.86;

    case 4 % Serre hiver

```

```

    nom_cas = 'Serre - Hiver';
    volume = 30.40;
    renouvellement = 6;
    rho_air = 1.127; % kg/m³
    Textrais = 60; Trejeter = 35;
    Texterieur = 15; Trecupere = 40;
    U = 42.39;

    otherwise
        error('Choix invalide.');
```

end

```

% --- Calculs de base ---
debit_vol_h = volume * renouvellement; % m³/h
debit_vol_s = debit_vol_h / 3600; % m³/s
debit_massique = debit_vol_s * rho_air; % kg/s

% --- Puissances échangées ---
Q_chaud = debit_massique * Cp_air * (Textrais - Trejeter); % W
Q_froid = debit_massique * Cp_air * (Trecupere - Texterieur); % W
Q = min(Q_chaud, Q_froid); % W réellement échangé

% --- Méthode DTLM ---
deltaT1 = Textrais - Trecupere;
deltaT2 = Trejeter - Texterieur;
%if deltaT1 > 0 && deltaT2 > 0 && abs(deltaT1 - deltaT2) > 1e-6
    % DTLM = (deltaT1 - deltaT2) / log(deltaT1 / deltaT2);
%else
    % DTLM = mean([deltaT1, deltaT2]);
%end
if deltaT1 == deltaT2
    DTLM = deltaT1; % Cas limite : les delta T sont égaux
else
    DTLM = (deltaT1 - deltaT2) / log(deltaT1 / deltaT2);
end

% --- Surface et plaques ---
A = Q / (U * DTLM); % Surface totale requise
nb_plaques = ceil(A / surface_plaque);

% --- Méthode NTU ---
```

```

Cmin = debit_massique * Cp_air;
NTU = (U * A) / Cmin;
eff_NTU = NTU / (1 + NTU);

% --- Efficacité DTLM corrigée ---
Q2=U*A*DTLM
eff_DTLM = Q2/ (Cmin * (Textrais - Texterieur));

% --- Méthode 3 : efficacité simple (3 températures) ---
eff_methode3 = (Trecupere - Texterieur) / (Textrais - Texterieur);

% --- Affichage des résultats ---
fprintf('\n=== Résultats pour le cas %s ===\n', nom_cas);
fprintf('Débit massique : %.4f kg/s\n', debit_massique);
fprintf('Q2 échangé : %.2f W\n', Q2);
fprintf('Q échangé : %.2f W\n', Q);
fprintf('U utilisé : %.2f W/m².K\n', U);
fprintf('DTLM : %.2f K\n', DTLM);
fprintf('Surface requise : %.2f m²\n', A);
fprintf('Nombre de plaques : %d\n', nb_plaques);
fprintf('NTU : %.2f\n', NTU);
fprintf('Efficacité (NTU) : %.2f %%\n', eff_NTU * 100);
fprintf('Efficacité (DTLM) : %.2f %%\n', eff_DTLM * 100);
fprintf('Efficacité (méthode 3, simple) : %.2f %%\n', eff_methode3 *
100);
end

```

### **Annexe 3 :**

```

% --- Partie 1 : Données de base ---
Q_m3h = linspace(10, 300, 100);      % Débit de 10 à 300 m³/h
Q_m3s = Q_m3h / 3600;                % Conversion en m³/s
rho = 1.184;                          % Masse volumique de l'air (kg/m³)
mu = 1.849e-5;                       % Viscosité dynamique (Pa.s)
L = 0.3;                              % Longueur du canal (m)

% Côté 1 : tubes 6×5 mm, 53 tubes par canal, 16 canaux
a1 = 0.006; b1 = 0.005;
A1 = a1 * b1;
Dh1 = 2 * a1 * b1 / (a1 + b1);

```

```

n_canaux = 16; n_tubes = 53;

% Côté 2 : canal 30 cm x 1 cm
a2 = 0.30; b2 = 0.01;
A2 = a2 * b2;
Dh2 = 2 * a2 * b2 / (a2 + b2);

% Initialisation
DeltaP1 = zeros(size(Q_m3s));
DeltaP2 = zeros(size(Q_m3s));

% --- Partie 2 : Calculs des pertes de charge ---
for i = 1:length(Q_m3s)
    % Côté 1
    Q_tube = Q_m3s(i) / (n_canaux * n_tubes);
    V1 = Q_tube / A1;
    Re1 = rho * V1 * Dh1 / mu;

    f1 = (Re1 < 2300) * (64 / Re1) + (Re1 >= 2300) * (0.3164 / Re1^0.25);
    DeltaP1(i) = f1 * (L / Dh1) * (rho * V1^2 / 2);

    % Côté 2
    Q_canal = Q_m3s(i) / n_canaux;
    V2 = Q_canal / A2;
    Re2 = rho * V2 * Dh2 / mu;

    f2 = (Re2 < 2300) * (64 / Re2) + (Re2 >= 2300) * (0.3164 / Re2^0.25);
    DeltaP2(i) = f2 * (L / Dh2) * (rho * V2^2 / 2);
end

% --- Partie 3 : Lecture des données du ventilateur ---
filename = 'Classeur25.xlsx';
[~, ~, raw] = xlsread(filename);
q_raw = raw(2:end, 1);
dp_raw = raw(2:end, 2);

Q = []; DeltaP = [];

for i = 1:length(q_raw)

```

```

valQ = q_raw{i};
valDP = dp_raw{i};

if ischar(valQ), valQ = str2double(valQ); end
if ischar(valDP), valDP = str2double(valDP); end

if isnumeric(valQ) && ~isnan(valQ) && isnumeric(valDP) && ~isnan(valDP)
    Q(end+1) = valQ;
    DeltaP(end+1) = valDP;
end
end

% --- Partie 4 : Points de fonctionnement ---
DeltaP1_interp = interp1(Q_m3h, DeltaP1, Q, 'linear', NaN);
DeltaP2_interp = interp1(Q_m3h, DeltaP2, Q, 'linear', NaN);

diff1 = abs(DeltaP1_interp - DeltaP);
diff2 = abs(DeltaP2_interp - DeltaP);

[~, idx1] = min(diff1);
[~, idx2] = min(diff2);

Q_inter1 = Q(idx1); DeltaP_inter1 = DeltaP(idx1);
Q_inter2 = Q(idx2); DeltaP_inter2 = DeltaP(idx2);

% --- Partie 5 : Tracé final ---
figure;
hold on;

plot(Q_m3h, DeltaP1, '-r', 'LineWidth', 2);           % Pertes côté 1
plot(Q_m3h, DeltaP2, '-b', 'LineWidth', 2);           % Pertes côté 2
plot(Q, DeltaP, 'k^-', 'LineWidth', 1.8, 'MarkerFaceColor', 'g'); %
Ventilateur

plot(Q_inter1, DeltaP_inter1, 'ro', 'MarkerSize', 10, 'LineWidth', 2);
plot(Q_inter2, DeltaP_inter2, 'bo', 'MarkerSize', 10, 'LineWidth', 2);

% Annotations des points de croisement
text(Q_inter1, DeltaP_inter1 + 2, ...

```

```

sprintf('Q=%.0f m³/h\n\\DeltaP=%.1f Pa', Q_inter1, DeltaP_inter1), ...
'Color', 'r', 'FontSize', 10, 'HorizontalAlignment', 'center');

text(Q_inter2, DeltaP_inter2 + 2, ...
sprintf('Q=%.0f m³/h\n\\DeltaP=%.1f Pa', Q_inter2, DeltaP_inter2), ...
'Color', 'b', 'FontSize', 10, 'HorizontalAlignment', 'center');

xlabel('Débit Q (m³/h)');
ylabel('Pertes de charge \\DeltaP (Pa)');
legend('Pertes de charge côté 1 (tubes)', ...
'Pertes de charge côté 2 (canal)', ...
'Courbe de pertes de charge du ventilateur', ...
'Point de fonctionnement côté 1', ...
'Point de fonctionnement côté 2');
grid on;

% --- Partie 6 : Affichage console ---
fprintf('--- Points de fonctionnement ---\n');
fprintf('Côté 1 (tubes) : Q = %.2f m³/h, ?P = %.2f Pa\n', Q_inter1,
DeltaP_inter1);
fprintf('Côté 2 (canal) : Q = %.2f m³/h, ?P = %.2f Pa\n', Q_inter2,
DeltaP_inter2);

```