



Université Mohamed Khider de Biskra
Faculté sciences et Techniques
Département énergétique Mécanique

MÉMOIRE DE MASTER

Domaine : Sciences et Techniques

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : énergétique

Réf. : Entrez la référence du document

Présenté et soutenu par :
BELLOUFI Soufiane et BOUHAREB Mohamed Riyad

Le : mardi 28 juin 2022

Récupération des chaleurs perdues des cheminées industrielles pour le chauffage des locaux industriels

Jury :

Mr	MOUMMI Abdelhafid	Pr	Université de Biskra	Président
Mr	ZELLOUF Miloud	Dr	Université de Biskra	Examineur
Mr	ATMANI Rachid	Pr	Université de Biskra	Rapporteur

Année universitaire : 2021 - 2022

Dédicaces

À nos très chers parents, Ils nous donnent avez donné la vie, la tendresse et le courage pour réussir,

Tout ce que nous pouvons vous donner ne peut exprimer l'amour et la gratitude que nous vous donnons.

Dans notre témoignage, nous vous offrons cet humble acte pour vous remercier de vos sacrifices et de l'affection dont vous nous avez toujours entourés.

À nos chers frères et sœur, source de joie et de bonheur.

À tous nos amis, Qui nous a toujours soutenu de près comme de loin et avec qui nous avons passé les meilleurs moments.

À toute nos familles, source d'espoir et de motivation

REMERCIEMENT

Nos remerciements les plus sincères vont à toute personne ayant eu la bonté et la patience de satisfaire notre curiosité et de nous aider dans notre travail par leurs précieux conseils, réponses et recommandations.

Tout d'abord, nous remercions Dieu de nous avoir donné la force et la patience pour mener à bien ce travail. Nous tenons à remercier sincèrement nos parents pour leurs encouragements et leur soutien.

*Nous tenons à remercier notre directeur **ATMANI Rachid** pour sa supervision de ce travail.*

Merci pour votre gentillesse, votre soutien constant et votre grande disponibilité.

Nous tenons à remercier les membres du jury qui ont eu l'honneur d'assister.

Nous tenons également à remercier tous les enseignants de notre département de génie mécanique.

*Sans oublier **KETHIRI Ayman** et **SALAH Moumen** pour leur aide dans la partie simulation numérique par le logiciel **ANSYS**.*

Et toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin au bon déroulement de ce travail, qu'elles voient en ces mots l'expression de notre gratitude pour leur présence, pour leur dévouement et pour l'aide inestimable qu'elles nous ont apportées tout au long de ce parcours. Un petit bout de chemin certes, mais un grand enrichissement.

Liste des figures

Figure	Définition de figure	page
Chapitre 1. Généralités		
Fig. 1	panneaux solaires photovoltaïques	4
Fig. 2	Fonctionnement d'un système solaire combiné	5
Fig. 3	Mur capteur	6
Fig. 4	Schéma du principe mur trombe	8
Fig. 5	Capteur solaire	10
Fig. 6	Fonctionnement des panneaux solaires aérovoltaique	11
Fig. 7	Le principe des cheminées solaires.	14
Chapitre 2. Analyse bibliographique		
Fig. 1	Système mural Trombe intégré aux chambres à coucher	16
Fig. 2	Rayonnement solaire (Sol_Rad), température de l'air extérieur (T_ext), température de l'entrefer (T1, T2, T3, T4), température de la surface intérieure (T5) et flux de chaleur (qi) du 17 au 19 février 2019 (Sol_Rad et qi sur l'axe y de droite, la température sur l'axe y de gauche)	18
Fig. 3	Comparaison du débit induit obtenu avec le modèle CFD versus les valeurs expérimentales	20
Fig. 4	Débit massique induit à travers les cheminées	20
Fig. 5	Validation du modèle numérique-température du fluide en sortie de colonne montante	22
Fig. 6	Axe de gauche : températures calculées numériquement (lignes pointillées) et mesurées expérimentalement (lignes pleines) pour deux essais expérimentaux menés avec la configuration illustrée à l'axe de droite : débit massique d'eau alimentée dans le réservoir par l'entrée 3. a) Re= 4600 (moyenne nombre de Reynolds à l'entrée du réservoir) ; b) Re= 9900	23
Fig. 7	Schéma de principe du réservoir de stockage utilisé pour calculer les températures indiquées à droite. b) Températures calculées avec notre modèle (lignes pointillées) et avec le modèle validé de Rahman (marqueurs) pour les emplacements indiqués à gauche	23

Chapitre 3 Formulation mathématique et simulation numérique

Fig. 1	Schéma descriptif du tronçon de l'échangeur	26
Fig. 2	Photo de site Biskria Ciment branis	31
Fig. 2	Plans de premier étage	32
Fig. 3	Plans de deuxièmes étages.	33
Fig. 4	Plans de troisièmes étages	33
Fig. 5	Schéma des fenêtres C1 et C3	33
Fig. 6	schéma de porte M1	33
Fig. 7	Différence de niveau d'un plancher par rapport au sol	36

Chapitre 4. Résultats et discussions

Fig. 1	Variation de la température de l'air pour différentes valeurs de débit d'air	44
Fig. 2	Variation de température de l'air pour différentes zones climatiques	45
Fig. 3a	Variation de la température de l'air pour une vitesse de 0,025 m/s.	46
Fig. 3b	Variation de la température de l'air pour une vitesse de 0,05 m/s.	46
Fig. 3c	Variation de la température de l'air pour une vitesse de 1 m/s.	47
Fig. 3d	Variation de la température de l'air pour une vitesse de 1.5 m/s.	47
Fig. 3e	Variation de la température de l'air pour une vitesse de 2 m/s.	47
Fig. 4	Les puissances de chauffage dans les zone B et C	48

Liste des tableaux

Tableau	Définition des tableaux	Page
---------	-------------------------	------

Chapitre 3. Formulation mathématique et simulation numérique

Table. 1	Les surfaces et l'orientation du bâtiment	34
Table. 2	Coefficient de transmission des murs Km.	39
Table. 3	Coefficient de transmission des ports est fenêtres Kmoy.	39
Table. 4	La déperdition par transmission d'un volume.	40
Table. 5	La déperdition de référence.	40
Table. 6	Le débit spécifique de ventilation.	40
Table. 7	Débit supplémentaire du au vent.	41
Table. 8	Les déperditions par renouvellement d'air.	41
Table. 9	Les déperditions totales d'un volume.	41
Table. 10	La puissance chauffage à installé dans la zone C.	42
Table. 11	La puissance chauffage à installé dans la zone B.	42

Chapitre 4. Résultats et discussions

Table. 1	Caractéristiques utilisées dans l'étude paramétrique de l'échangeur	44
Table. 2	Variation de la température de l'air pour différentes valeurs de conductivité thermique	45

Tables des matières

Dédicace	VI
Remerciements	VI
Liste des figures	VI
Liste des tableaux	VIV
Tables des matières	VI
Nomenclature	VIII
Introduction générale	1

Chapitre 1. Généralités

1. L'énergie solaire	3
2. L'énergie solaire thermique	4
2.1. Le côté théorique	4
2.2. Le côté pratique	4
1. Mur trombe	5
1.1. Histoire de mur trombe	5
1.2. Principe de fonctionnement	7
1.3. Comment est conçu un mur trombe	7
1.4. Avantages et Inconvénients	8
1.4.1. Les avantages	8
1.4.2. Inconvénients	8
1. Capteur solaire	8
1.1. Le capteur solaire thermique	9
1.2. Le capteur solaire photovoltaïque	9
1.3. Principe de fonctionnement de capteur solaire thermique	10
1.4. Les types de capteur solaire	11
1.4.1. Capteur plan non vitré	11
1.4.2. Capteur tubulaire	11
1.4.3. Capteur plan vitré	12
1.5. Les avantage	12
1. La cheminée solaire	12
1.2. Principe de fonctionnement	13
1.3. Les avantage	14

Chapitre 2. Analyse bibliographique

1. Analyse bibliographique	16
----------------------------	----

Chapitre 3. Formulation mathématique et simulation numérique

1. Introduction	25
2. Formulation mathématique	25
I. Résolution Analytique	25
II. Simulation numérique	28
I. Développement des équations générales de l'aérothermique	28
I. Equations générales de la mécanique des fluides	28
I.1. Equation de conservation de la masse	28
I.2. Equation de quantité de mouvement	29
II. Equation du bilan thermique	30
1. Etude des besoins thermiques d'une usine de cimenterie	31
1.1. Introduction	31
1.2. Partie pratique	31
1.2.1. Description de site	31
1.2.2. Description du bâtiment étudié	32
1.3. Partie théorique	34
1.3.1. Déperditions calorifiques	35
1.3.2. Déperditions totales d'un volume	35
1.3.2.1. Déperditions par transmission d'un volume	35
1.3.2.2. Des déperditions surfaciques par transmission à travers les parois	35
1.3.2.3. Déperditions à travers les ponts thermiques	36
1.3.2.4. Déperdition à travers les parois en contact avec le sol	36
1.3.2.5. Déperditions a travers les parois en contact avec les locaux non chauffés	37
1.3.3. Vérification et déperdition de référence	37
1.3.3.1. Vérification réglementaire	37
1.3.3.2. (en W/°C) représente les déperditions de référence	37
1.3.3.3. Calcul des déperditions de référence	37
1.4. Des déperditions par renouvellement d'air	39
1.5. Puissance de chauffage à installer	38
2. Calcul des déperditions thermiques	39
2.1. Calcul des déperditions de sol	39

2.2. Calcul des déperditions à travers les ponts thermiques	40
2.3. Calcul la déperdition de sol	40
2.4. Calcul des déperditions par transmission d'un volume	40
2.5. Calcul des déperditions de référence	40
2.6. Calcul des déperditions par renouvellement d'air	41
2.7. Calcul des déperditions totales d'un volume	42
3. Calcul de la puissance chauffage à installé	42

Chapitre 4. Résultats et discussions

1. Introduction	44
2. Résultats et discussions	44
Conclusion	49
Références bibliographiques	50
Résumé	53

Nomenclature

Symbole	Désignation	Unité
T_{ac}	Température d'air chaud	$^{\circ}C$
T_a	Température de l'air à l'intérieur de l'échangeur	$^{\circ}C$
T_{ae}	Température de l'air à l'entrée de l'échangeur	$^{\circ}C$
T_{a1}	Température de l'air à la sortie de l'échangeur vertical 1	$^{\circ}C$
T_{a2}	Température de l'air à la sortie de l'échangeur horizontal 2	$^{\circ}C$
T_i	Température initiale à l'intérieur du sol	$^{\circ}C$
s	Surface d'échange	m^2
λ	Conductivité thermique du	$W/m.K$
h	Coefficient d'échange moyen de l'air par convection	$W/m^2.K$
t	Temps	s
m	Masse d'air	kg
\dot{m}	Débit massique de l'air	kg/s
c_p	Chaleur spécifique	$J/kg.K$
φ	Flux de chaleur	$watt$
u	Vitesse axiale de l'air à l'intérieur de l'échangeur	m/s
r_1	Rayon intérieur de tube enterré	m
r_2	Rayon extérieur de tube enterré	m
l	Cordonnée longitudinale suivant la direction du tube	m
x	Cordonnée horizontale	m
α	Diffusivité thermique	m^2/s
z	Cordonnée verticale	m
ρ	Masse volumique	Kg/m^3
s	Surface d'échange	m^2
R	Résistance thermique	$m.K/W$
D	Déperditions thermiques totales	$W/^{\circ}C$
D_T	Déperditions thermiques par transmission	$W/^{\circ}C$
D_S	Ds Déperditions surfaciques a travers les parties courantes des parois en contact avec l'extérieur	$W/^{\circ}C$
D_{li}	Déperditions a travers les liaisons	$W/^{\circ}C$
D_{sol}	Déperditions a travers les parois en contact avec le sol	$W/^{\circ}C$
D_{inc}	Déperditions a travers les parois en contact avec les locaux non chauffés	$W/^{\circ}C$
D_R	Déperditions thermiques par renouvellement d'air	$W/^{\circ}C$
D_{Rv}	Déperditions par renouvellement d'air dues au fonctionnement normal des dispositifs de ventilation	$W/^{\circ}C$
D_{RS}	Déperditions par renouvellement d'air supplémentaires dues au vent	$W/^{\circ}C$
D_{ref}	Déperditions par transmission de référence	$W/^{\circ}C$
Q	Puissance de chauffage fournie par une chaufferie	W
K	Coefficient de transmission surfacique	$W/m.^{\circ}C$

$K_{moy.}$	Coefficient de transmission surfacique moyen	$W/m. °C$
K_g	Coefficient de transmission surfacique global	$W/m. °C$
K_f	Coefficient surfacique moyen de la menuiserie	$W/m. °C$
K_g	Coefficient surfacique en partie centrale du vitrage	$W/m. °C$
K_w	Coefficient de transmission thermique de la fenetre, de la porte ou de la porte-fenêtre	$W/m. °C$
k_s	Coefficient de transmission linéique du plancher bas ou du mur enterre	$W/m. °C$
k_{lg}	Coefficient linéique du a l'effet thermique combine de l'intercalaire du vitrage et du profile	$W/m. °C$
A	Surface intérieure de la paroi	m^2
A_g	la plus petite des aires visibles du vitrage, vues des deux cotes de la paroi	m^2
A_f	plus grande aire projetée de la menuiserie prise sans recouvrements	m^2
l_g	plus grande somme des périmètres visibles du vitrage, vus des deux cotes de la paroi	m
h_i	Coefficient intérieur d'échanges superficiels	$W/m^2. °C$
h_e	Coefficient extérieur d'échanges superficiels	$W/m^2. °C$
t_{bi}	Température intérieur de base	$°C$
t_{be}	Température extérieur de base	$°C$
z	Différence de niveau entre le niveau de la face supérieure planché et le niveau du sol	m
d_e	Déperditions thermiques du local non chauffé vers l'extérieur	$W/°C$
d_r	Déperditions par renouvellement d'air du local non chauffé	$W/°C$
N	Taux horaire de renouvellement d'air	h^{-1}
Vh	Volume habitable du local ou hors œuvre	m^3
Q_v	Débit spécifique de ventilation	m^3/h
Q_s	Débit supplémentaire du au vent	m^3/h
Q_{vref}	Débit de ventilation extrait de référence	m^3/h
Q_{vmin}	Débit de ventilation extrait minimal de référence	m^3/h
Q_{vmax}	Débit de ventilation extrait maximal de référence	m^3/h
P_p	Perméabilité a l'air d'une paroi sous une différence de pression de 1 Pa	m^3/h
P_o	Perméabilité a l'air d'un ouvrant sous une différence de pression de 1 Pa	m^3/h
P_v	Perméabilité a l'air d'un volume sous une différence de pression de 1 Pa	m^3/h
P_L	Perméabilité a l'air d'un logement sous une différence de pression de 1 Pa	m^3/h
e_v	Coefficient d'exposition au vent	\backslash
H	Hauteur moyenne des ouvrants au dessus du sol	m
ΔP	Différence de pression	Pa

Introduction générale :

Les études démographiques indiquent que la population des pays en développement va croître très vite et leurs besoins d'énergie seront très importants, A l'horizon 2050, la terre sera peuplée de 8 à 10 milliards de personnes. Selon les statistiques de l'année 2006, un américain consomme 8 fois plus d'énergie qu'un européen et 16 fois plus qu'un africain [1].

La récupération d'énergie pour le chauffage, est l'une des modernes techniques rarement utilisés dans notre région, C'est dans cette perspective que l'on veut développer cette technique avec une étude scientifique approfondie et par une méthodes nouvelle qui nous permettent de l'utiliser convenablement et dans les meilleures conditions dans une société moderne. Cette nouvelle technologie consiste à fournir au bâtiment de l'air réchauffé qui passe par un échangeur à l'intérieur de la cheminée d'usine, quelles que soient les conditions climatiques. Dans ce travail, il s'agit de voir l'influence de quelques paramètres (diamètre et longueur ainsi que le débit d'air) sur les performances thermiques du système. Pour atteindre les objectifs fixés dans ce travail, on a traité cette problématique en quatre chapitres :

Le premier chapitre introduire quelques généralités sur les procédés de exploitation l'énergie solaire et les différents modes de transfert de chaleur et les principes de fonctionnement et leurs importance dans l'économie d'énergie à savoir le mur trombe et le capture solaire thermique.

Le deuxième chapitre représente une étude bibliographique de quelques travaux réalisés dans le domaine de réchauffement par l'énergie solaire.

Le troisième chapitre est consacré à la modélisation mathématique et la simulation numérique afin de mettre en œuvre les approches mathématiques qui permettent de prédire la température de l'air durant son parcours à l'intérieur de l'échangeur dans la cheminée. L'utilisation du Documentation Technique Réglementaire de l'Algérie « DTR », nous a permet d'estimer les besoins de chauffage en termes de débit et température du local industriel de cimenterie Biskria sise à la commune de Branis, Biskra.

Le quatrième chapitre est réservé à la discussion des différents résultats obtenus du chapitre précédent. Une étude paramétrique est illustrée dans ce chapitre a pour but de la quantité et la température appropriée de l'air à prévoir pour chauffer le bâtiment.

Chapitre 1

Généralités

1. L'énergie solaire :

Le soleil est une source d'énergie disponible partout et renouvelable, et son utilisation dans la production d'énergie est non polluante. Mais les technologies qui permettent son exploitation ont un coût encore un peu élevé, et certaines étapes d'élaboration sont polluantes. De plus, sa disponibilité reste intermittente, avec de fortes variations d'intensité : il y a des périodes où l'ensoleillement est plus fort, et d'autres où on ne peut y recourir. L'ensoleillement peut varier dans le temps, mais aussi suivant la région où on se trouve. C'est pourtant de la quantité d'ensoleillement que dépendra la quantité d'énergie fournie [2]. L'utilisation de l'énergie solaire commence par sa conversion. On distingue trois catégories de système de conversion de l'énergie solaire : à conversion thermique où l'énergie solaire reçue par le plan du collecteur est entièrement transformée en énergie calorifique, et à conversion électrique dit aussi système photovoltaïque, où l'énergie solaire collectée sur le plan du récepteur est transformée en électricité et l'énergie solaire thermodynamique [3]. Les installations solaires thermiques pour maisons d'habitation travaillent différemment: elles chauffent l'eau qui sera utilisée comme eau sanitaire, eau pour une piscine ou eau de chauffage. La «collecte» d'énergie solaire se révèle nettement plus efficace qu'avec une installation photovoltaïque. Elle n'a en effet pas besoin d'être transformée. Et cela se reflète distinctement au niveau de l'efficacité et du rendement. La chaleur solaire présente un rendement système entre 30% et 60%, alors que le rendement des installations photovoltaïques se situe aux alentours de 14% à 20%. Avec une installation solaire thermique neuve, même le rendement net moyen au mètre carré par an se situe autour de 450 kWh. Ceci, en cas d'utilisation de capteurs plans. Avec un système photovoltaïque à modules cristallins, le rendement net moyen n'atteint que 180 kWh [4]. La conversion la plus réussie reste celle en énergie thermique vue sa simplicité d'installation et son large domaine d'utilisation. Se qui nous intéresse c'est l'énergie solaire thermique.

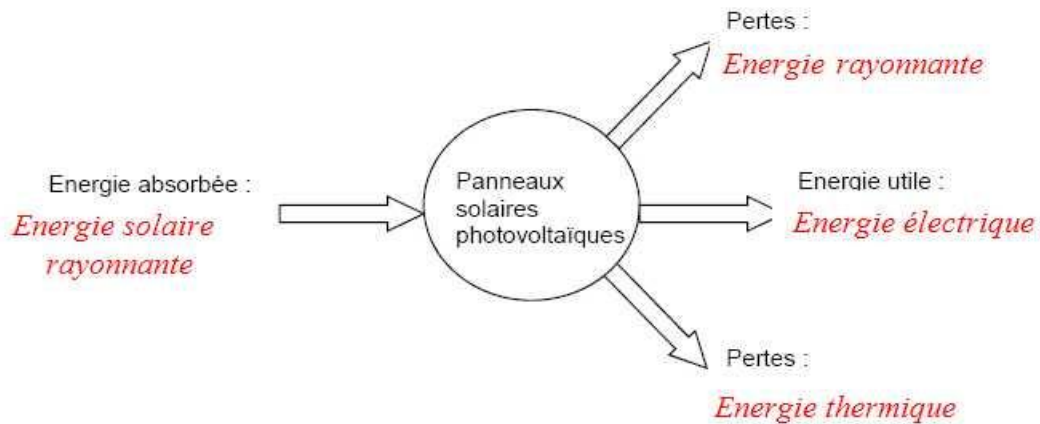


Figure 1. panneaux solaires photovoltaïques [5].

2. L'énergie solaire thermique :

2.1. Le côté théorique :

Cette énergie provient de la chaleur transmise par le Soleil par rayonnement et ne doit donc pas être confondue avec l'énergie solaire photovoltaïque, qui utilise l'effet photoélectrique pour transformer les photons, en électricité. Ici, la conversion du rayonnement solaire en chaleur, se fait grâce au capteur solaire thermique. Effectivement, le capteur solaire est un instrument utilisé pour transformer le rayonnement solaire en chaleur et les principes physiques fondamentaux sur lesquels se basent cette production d'énergie sont notamment : l'absorption (qui est le processus physique par lequel l'énergie électromagnétique est transformée en une autre forme d'énergie) et la conduction thermique (qui est un phénomène de transport de l'énergie interne) [6]. Les atomes composant le matériau des capteurs solaires sont excités par les photons. En récupérant une partie de leur énergie, les atomes changent d'état énergétique, permettent une agitation thermique. Les atomes vont alors libérer le surplus d'énergie sous forme d'énergie thermique, se manifestant sous forme de chaleur. Celle-ci va être transportée par un fluide caloporteur : chauffée, il va pouvoir distribuer peu à peu sa chaleur (plancher chauffant par exemple), ou être stocké (ballon d'eau chaude par exemple) pour un usage ultérieur [2].

2.2. Le côté pratique :

Utiliser l'énergie solaire pour produire de la chaleur nécessite une installation spécifique. Capteurs thermiques Des panneaux installés sur votre toiture captent le rayonnement du soleil pour le transformer en chaleur. Ils font office de chaudière solaire. La chaleur produite est stockée dans un réservoir (ballon de stockage) alimenté par un réseau de tuyauterie assurant la

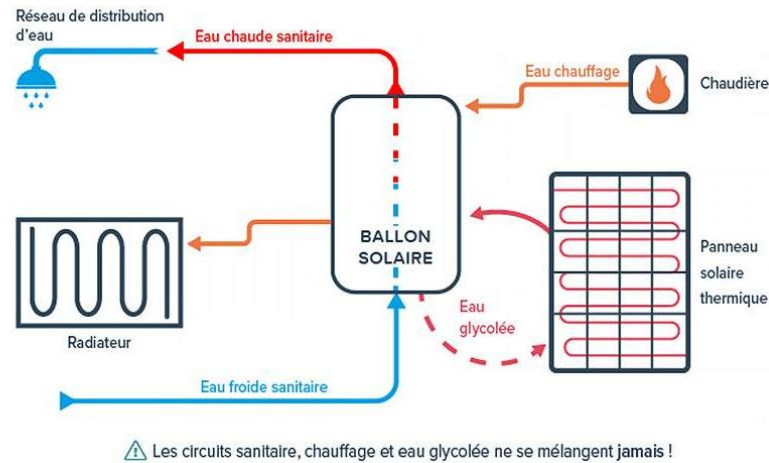


Figure 2. Fonctionnement d'un système solaire combiné [8].

jonction avec les capteurs solaires. Dans la plupart des cas, une source d'énergie d'appoint est nécessaire pour assurer le maintien d'une production de chaleur conforme à vos besoins quels que soient la saison et le taux d'ensoleillement. Le relais de chaleur peut être assuré par un système indépendant. Il peut également être assuré par un système couplé à votre installation solaire, la production complémentaire est alors assurée par une chaudière traditionnelle [7].

1. Mur trombe :

1.1. Histoire de mur trombe:

Considéré comme le premier mur solaire, le mur Trombe a été développé par l'ingénieur français Félix Trombe, d'où son nom. L'idée originale est néanmoins le fruit des recherches d'Edward S. Morse, un naturaliste américain qui la breveta en 1881. Oublié jusqu'à la fin des années 50, le concept sera repris par l'ingénieur français. Après quelques années de travaux, une première version du procédé est utilisée pour première fois en 1962 sur la propre maison de l'ingénieur à Odeillo dans les Pyrénées-Orientales. Cette première « maison passive » est équipée de baies rayonnantes en aluminium et d'écrans en polyéthylène. Ce premier essai permit de climatiser passivement une pièce de 3 mètres sur 3 et d'obtenir des températures inférieures de 10 à 20 °C à celles régnant à l'extérieur. Sur la base de cette première tentative, Félix Trombe continuera ensuite à faire évoluer le concept. Au milieu des années 70, avec l'aide de l'architecte Jacques Michel, le concept est testé sur une résidence hôtelière située à Font-Romeu-Odeillo-Via dans les Pyrénées-Orientales. La façade et la toiture de « l'Immeuble des maisons solaires Trombe-Michel » sont d'ailleurs inscrites aux Monuments historiques depuis mai 2011. À l'époque, le système n'a pas eu de véritable écho chez les

spécialistes du chaud et du froid. Pourtant, il pourrait revenir sur le devant de la scène avec le succès des maisons passives, bioclimatiques ou à énergie positive et à faible empreinte carbone [9]. Les murs solaires passifs contribuent à la récupération de l'énergie solaire pour le chauffage des bâtiments. Dans le cas d'un mur Trombe classique, le principe est assez simple. Un vitrage est placé en façade sud pour avoir le meilleur rendement avec quelques centimètres d'un mur massif, constitué d'un matériau conducteur de chaleur et fortement capacitif. Le mur absorbe le rayonnement solaire et transmet la chaleur vers l'intérieur de l'habitat. Le vitrage a pour rôle d'empêcher la réémission du rayonnement à grandes longueurs d'onde (effet de serre). La nature du matériau du mur capteur est primordiale. Des matériaux à forte inertie sont nécessaires pour stocker les apports solaires qui sont emmagasinés au cours de la journée pour ensuite les restituer la nuit. L'avantage principal du mur Trombe est sa simplicité et son inconvénient majeur réside dans sa faible résistance thermique. Si l'énergie solaire reçue par le mur est réduite pendant la nuit ou les périodes froides prolongées, une partie de la chaleur de l'habitat est transmise de l'intérieur vers l'extérieur ce qui engendre des pertes thermique importantes. La solution est donc un mur Trombe composite, l'idée est aussi simple à son tour et consiste à l'ajout d'un mur secondaire qui jouera le rôle d'une couche isolante [10].

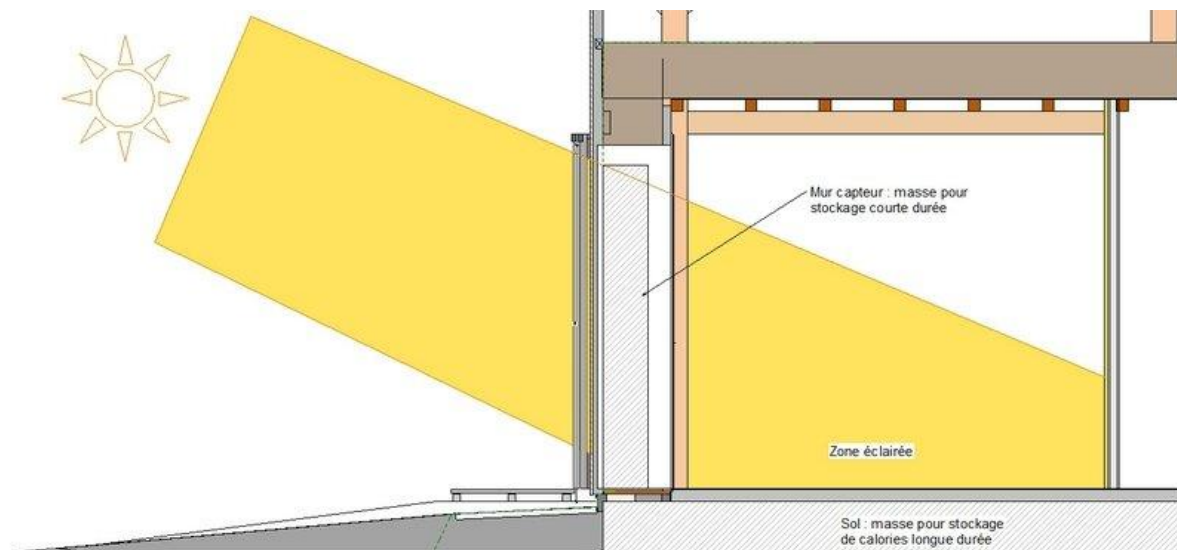


Figure 3. Mur capteur [11].

1.2. Principe de fonctionnement:

Un mur trombe, pour être efficace, nécessite de respecter certaines normes de conception. Premièrement, le type de vitrage utilisé devra être capable de laisser passer la chaleur du soleil sans constituer de frein à sa circulation. Pour un mur trombe particulièrement efficace, il faudra privilégier les doubles vitrages à faible émissivité et y associer des volets roulants pour conserver la chaleur durant la nuit. Dans un second temps, le mur trombe, pour être efficace, devra respecter un certain espacement entre le vitrage et le mur bétonné. C'est au travers de celui-ci que circulera l'air et c'est ainsi que le rendement lié à l'effet de serre sera maximisé. Ensuite, le mur devra être « lourd » et sombre. À base de béton ou de pierre, il devra être plein, on évitera ainsi les parpaings creux. L'objectif est qu'il puisse être en mesure d'emmagasiner le plus de chaleur possible afin d'en restituer le plus possible. Enfin, il convient de prévoir un clapet en bas de la paroi, que l'on nommera clapet anti-retour et qui permet de conserver à l'intérieur la chaleur transférée et d'éviter que cette dernière ne « s'évade » [12].

1.3. Comment est conçu un mur trombe :

Un mur typique de Trombe se compose d'un mur de maçonnerie épais de 20 à 40 cm peint d'une couleur sombre absorbant la chaleur et recouvert d'une seule ou double couche de verre. Le verre est placé entre 2 et 15 cm du mur de maçonnerie pour créer un petit espace aérien. La chaleur de la lumière solaire qui traverse le verre est absorbé par la surface sombre, stockée dans le mur et conduite lentement vers l'intérieur à travers la maçonnerie. Le verre empêche la chaleur rayonnante de s'échapper de la surface chaude du mur de stockage. La chaleur rayonnée par la paroi est donc emprisonnée à l'intérieur de la lame d'air, chauffant davantage la surface de la paroi. Pour un mur Trombe de 40 cm d'épaisseur, la chaleur prendra environ 8 à 10 heures pour atteindre l'intérieur du bâtiment. Cela signifie que la pièce derrière reste confortable toute la journée et reçoit un chauffage lent et uniforme pendant plusieurs heures après le soleil. Ces conceptions sont idéales pour une utilisation dans les espaces de vie résidentiels et les chambres à coucher. En plus de la chaleur rayonnante, vous pouvez également configurer les murs Trombe pour chauffer l'air dans l'espace interne. L'inclusion des événements supérieurs et inférieurs dans le mur permet des courants de convection, car l'air plus frais de la pièce entre par le bas et l'air chauffé dans le mur Trombe s'échappe dans la pièce en haut. Ces événements doivent pouvoir fonctionner pour empêcher les courants de convection inverse de se produire la

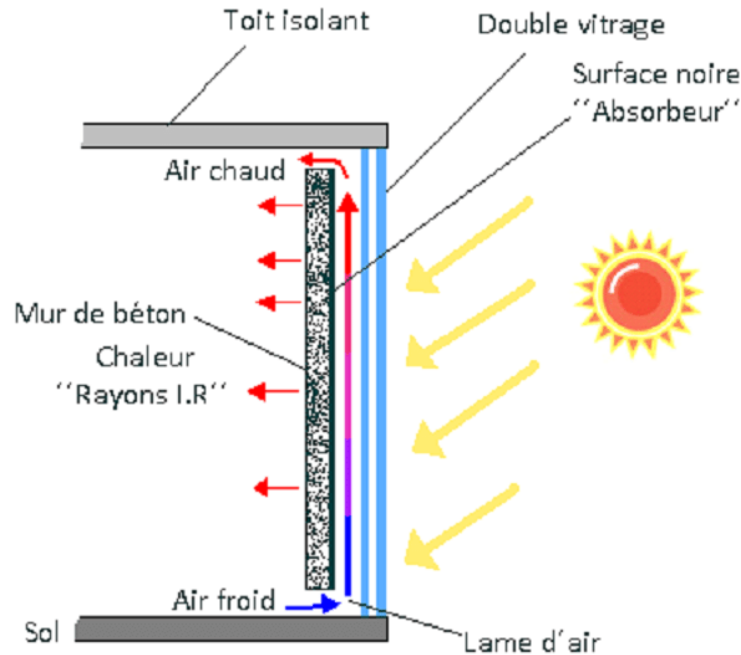


Figure 4. Schéma du principe mur trombe [14].

nit, ce qui refroidirait l'espace occupé. Les événements actionnables permettent également aux occupants de contrôler le chauffage instantané [13].

1.4. Avantages et Inconvénients :

1.4.1. Avantage :

- Pas de réglementation.
- Possibilité d'automatiser tout le système.
- Système passif, propre.
- Réduction de la facture énergétique [14].

1.4.2. Inconvénients :

- Système assez complexe à mettre en œuvre.
- Peut être contraignant : fermeture et ouverture des clapets, des volets, manuellement.
- Très onéreux à mettre en place en raison de l'étude en amont et de l'installation.
- Nettoyage du vitrage difficile et manque d'esthétisme [14].

1. Capteur solaire :

Le capteur solaire transforme l'énergie du soleil – gratuite et disponible – en une énergie utile produite de l'eau chaude ou de l'électricité. Un capteur solaire ou panneau solaire est un élément d'une installation solaire destiné à recueillir l'énergie solaire pour le convertir en énergie thermique et le transférer à un fluide caloporteur (air, eau) ou en énergie électrique.

Nous distinguons principalement deux types de capteurs solaires: le capteur solaire thermique et le capteur solaire photovoltaïque [15].

1.1. Le capteur solaire thermique :

Il est constitué d'un panneau noir absorbant la chaleur du soleil pour la transmettre à de l'eau circulant dans le capteur solaire. Il existe principalement deux types de capteurs solaires thermiques. Le capteur plan le plus simple et le moins cher et le capteur à tubes sous vide ayant un meilleur rendement solaire car il récupère plus efficacement le rayonnement solaire. Le capteur solaire aux panneaux solaires est principalement utilisé pour le réchauffage de l'eau chaude sanitaire ou le complément au chauffage de la maison ou de l'immeuble. Dans le premier cas l'installation est dite chauffe-eau solaire individuel (CESI) ou système solaire centralisé (SSC). À noter qu'il existe une forme simplifiée du chauffe-eau solaire individuel, c'est le CESI optimisé. Plus petit, et moins cher il correspond à une demande appropriée au marché de la basse consommation [15].

1.2. Le capteur solaire photovoltaïque:

les cellules photovoltaïques convertissent le rayonnement en courant continu qui peut être utilisé via un onduleur pour les besoins électriques de la maison de l'immeuble. Ces capteurs solaires photovoltaïques peuvent avoir plusieurs utilisations. En premier lieu l'autoconsommation, mais également la revente sur le réseau public. En parallèle, ce type d'énergie renouvelable et directement liée à la notion de stockage d'énergie. Capteurs solaires et stockage énergie permettant de répondre aux différentes variations de demande énergétique [15].



Figure 5. Capteur solaire [16].

1.3. Principe de fonctionnement de capteur solaire thermique :

Le système solaire thermique est un procédé composé d'un capteur solaire, d'un actionneur permettant la circulation du fluide caloporteur et d'un réservoir de stockage. L'énergie solaire est captée par la surface absorbante du capteur solaire. Dans de nombreux types de capteurs, des revêtements sélectifs sont appliqués sur les surfaces absorbantes pour augmenter leurs efficacités. Il existe différents types de capteurs solaires pour chauffer des liquides et le choix dépend de la température désirée de l'eau chaude et des conditions climatiques. Les technologies les plus courantes sont : les capteurs à liquide plans sans vitrage, les capteurs à liquide plans vitrés et les capteurs solaires à tubes sous vide. Les capteurs plans sans vitrage constitués de plastique polymère noir sont de faible coût, mais présentant un problème de sensibilité au vent et de déperdition par convection. Ce problème est amoindri pour les capteurs avec vitrage ou double vitrage. Contrairement, les capteurs solaires à tubes sous vide, captent bien l'énergie solaire et leurs pertes thermiques vers l'environnement sont extrêmement faibles. Ils comportent un absorbeur revêtu d'une surface sélective et enfermé sous vide dans un tube en verre [16].

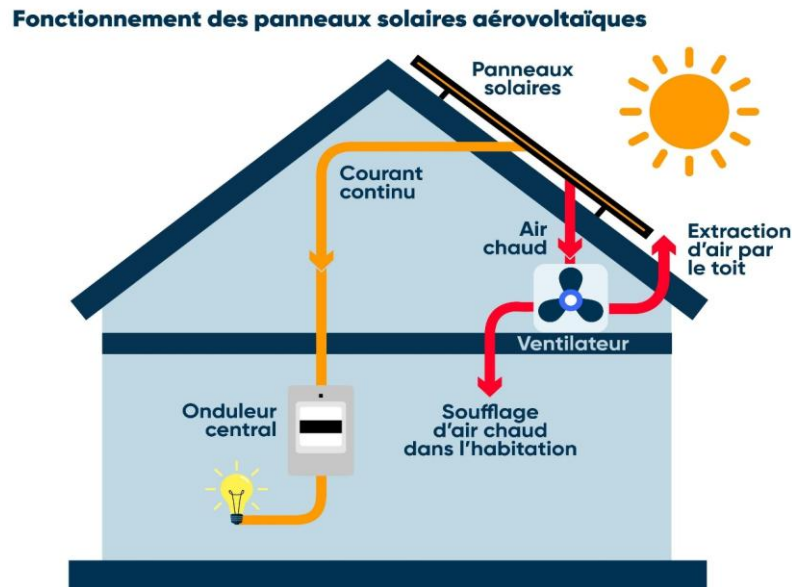


Figure 6. fonctionnement des panneaux solaires aérovoltaique [16] .

1.4. Les types de capteur solaire :

1.4.1. Capteur plan non vitré :

Ce type de panneaux solaires est moins coûteux mais offre un rendement médiocre comparé aux autres solutions. Il est le plus souvent utilisé pour du préchauffage, du chauffage pour des piscines ou sur des concepts artisanaux. L'isolation du panneau est souvent faible voire inexistante ce qui, seul avantage, permet de ne pas avoir de risque de surchauffe.

1.4.2. Capteur tubulaire :

Les capteurs tubulaires constituent la technologie avancée des panneaux solaires thermiques, ils sont aussi plus onéreux. Grâce à un système de double peau et de vide d'air, les apports solaires et les échanges sont optimisés d'où des rendements plus importants. Les capteurs tubulaires peuvent capter en moyenne 500kwh annuel par m². Ces panneaux sont également moins sensibles aux ombrages que les capteurs plans et fonctionnent mieux par rayonnement diffus. Leur implantation est également facilitée grâce à des ailettes inclinables et orientables à la demande. On peut par exemple les utiliser en position verticale comme garde corps sur un balcon tout en conservant des performances satisfaisantes. Plusieurs configurations sont possibles, notamment avec des systèmes à plusieurs fluides caloporteurs. Si les rendements sont très intéressants, les

risques de surchauffe sont également plus importants et l'application pour une résidence peut ainsi, selon la région, ne pas être judicieuse [14].

1.4.3. Capteur plan vitré :

Caissons isolés sur les faces arrière et latérales, composés d'un absorbeur plan en contact avec une tuyauterie en cuivre, surmontés d'un vitrage en verre trempé à haute transmission et à faible déperdition d'énergie. L'absorbeur monte en température suite à l'absorption du rayonnement solaire direct et diffus et à l'effet de serre causé par le vitrage à l'intérieur du capteur. Les rendements et le prix sont moyens. Les capteurs plans vitrés peuvent capter en moyenne 350kwh annuel par m² [17].

1.5. Les avantages :

En transformant l'énergie des rayonnements solaires en chaleur les capteurs solaires thermiques participent au chauffage du logement, à hauteur de 60 % des besoins. Elle ne nécessite aucun coût de transport et non polluante. Les capteurs solaires thermiques s'installent partout Quelle que soit la localisation géographique du logement. Les panneaux solaires thermiques demandent peu d'entretien si la pluie ne suffit pas, donc un lavage à l'eau déminéralisée avec une éponge douce permet de nettoyer les capteurs de tout ce qui pourrait. Les panneaux solaires thermiques sont conformes aux exigences de la réglementation thermique Pour les constructions neuves. On peut y installer une régulation intelligente en cas d'enseillement insuffisant, la production de chaleur est assurée par la chaudière ou la pompe à chaleur associée aux capteurs solaires thermiques [18].

1. La cheminée solaire :

Étant la forme d'énergie renouvelable la plus abondante et la mieux distribuée, l'énergie solaire constitue un atout majeur pour les régions arides et semi-arides. Une gamme de technologies solaires est utilisée dans le monde entier pour récolter l'énergie solaire. Au cours des dernières années, une innovation passionnante a été introduite par des chercheurs appelée « cheminée solaire ». Il s'agit d'une centrale solaire thermique de production d'énergie électrique qui convertit l'énergie solaire thermique en énergie électrique dans un processus complexe de transfert de chaleur. Les centrales solaires à cheminée sont une alternative intéressante aux centrales de production d'électricité centralisée. Il s'agit d'une technologie parfaitement adaptée aux pays dépourvus d'une infrastructure technique sophistiquée, où la simplicité et le fonctionnement non critique de l'installation sont d'une importance cruciale.

Une étude bibliographique détaillée de ce système a été réalisée. L'examen aborde les principes et les caractéristiques d'un tel système, ses exigences, sa construction et son fonctionnement. Il donne également un bref aperçu de l'état actuel de la recherche sur la centrale solaire à cheminée et des perspectives d'avenir pour les centrales à grande échelle [19]. Les cheminées solaires ont été conçues dans le but principal de réguler la sensation thermique d'un volume intérieur. Les éléments de construction tels que la cheminée solaire doivent respecter un certain nombre de réglementations en matière de santé et de sécurité, ainsi que d'être abordables sur le plan énergétique et économique. Les cheminées solaires doivent prouver leur valeur potentielle par rapport à d'autres systèmes de ventilation passive plus réputés. D'un point de vue technologique, les cheminées solaires ne représentent pas un élément structurel complexe, mais la configuration optimale dépend fortement de l'environnement. D'un point de vue scientifique que, l'expertise de l'inertie thermique et le débit massique qui en résulte constituent encore des obstacles à relever. De la même manière, les Matériaux à Changement de Phase (MCPs) représentent une solution viable par rapport à d'autres options telles que le stockage thermique sensible. En revanche, l'incorporation aux composants de construction constitue un domaine relativement nouveau qui doit être étudié plus en profondeur selon différents scénarios [20].

1.2. Principe de fonctionnement :

Les cheminées solaires fonctionnent selon le principe de base du chauffage thermique. Lorsque la lumière du soleil traverse les surfaces vitrées, comme celles d'une serre, la lumière est transformée en chaleur et piégée derrière le verre. C'est plus évident lorsque vous montez dans une voiture par une journée ensoleillée pour constater que l'intérieur est brûlant, en raison des rayons du soleil qui ont brillé à travers la fenêtre. La température de l'habitacle de la voiture a atteint un niveau nettement plus élevé que la température de l'air. C'est l'un des principes de fonctionnement des cheminées solaires [21]. Les cheminées solaires sont des moyens faciles et peu coûteux de chauffer et ventiler un bâtiment. Tout d'abord, une cheminée est construite et revêtue d'un matériau sombre ou noir. Elle est de couleur noire car cela minimise la quantité de lumière du soleil qui est réfléchiée par la cheminée, absorbant plus de chaleur et assurant aussi que plus de chaleur sera transférée dans l'air à l'intérieur du bâtiment. De plus, ces cheminées sont généralement placées sur un mur sud si la maison est dans l'hémisphère nord. Le processus de chauffage d'un espace à l'aide d'une cheminée solaire est assez simple. Lorsque le rayonnement solaire atteint le côté de la cheminée, il chauffe la colonne d'air à l'intérieur. Si les événements extérieurs du haut de la cheminée sont fermés, l'air

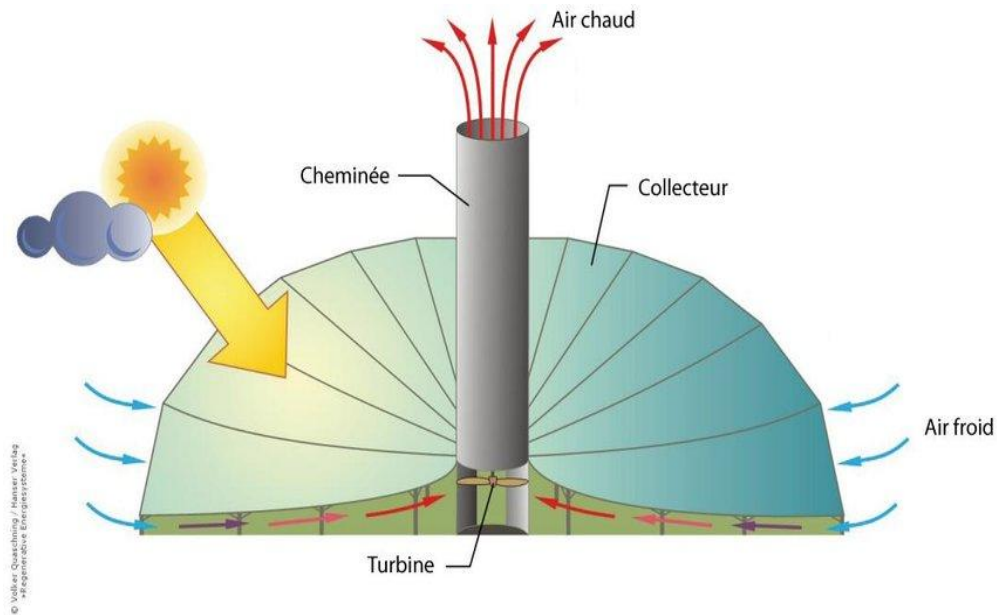


Figure 7. Le principe des cheminées solaires [23].

chauffé est renvoyé dans l'espace habitable. Ceci fournit un type de chauffage à air par convection. Au fur et à mesure que l'air se refroidit dans la pièce, il est ramené dans la cheminée solaire et réchauffé à nouveau. Lorsque les cheminées solaires sont utilisées pour le chauffage, elles fonctionnent de la même manière que les murs Trombe [22].

1.3. Les avantages :

Après la construction de la tour, aucun carburant n'est nécessaire à son fonctionnement, donc indépendance énergétique. La production d'énergie électrique perdure jour et nuit (des cylindres remplis d'eau et de couleur opaque captent la chaleur le jour et la libèrent la nuit). La maintenance nécessaire est peu importante et la structure n'a aucun impact écologique. Les 3 matériaux nécessaires à la construction d'une tour solaire sont le béton, le verre et l'acier, disponibles en grande quantité partout dans le monde [24].

Chapitre 2

Analyse bibliographique

1. Analyse bibliographique

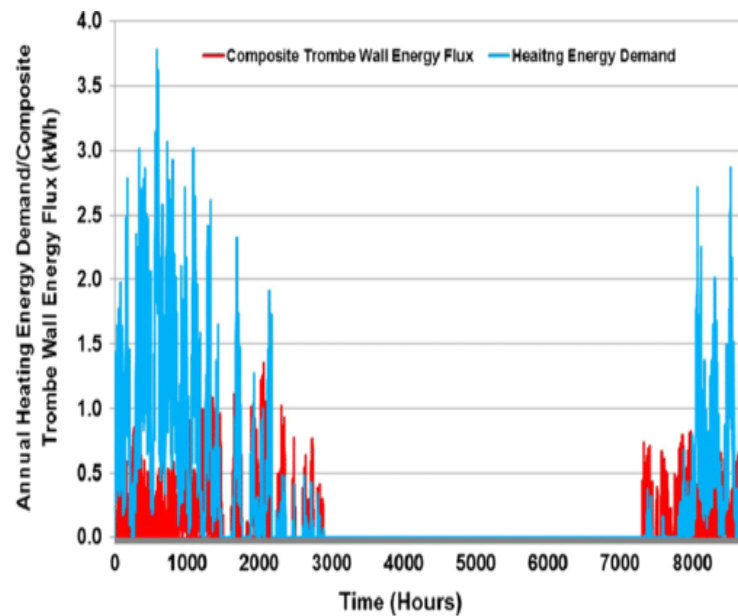


Figure 1. Système mural Trombe intégré aux chambres à coucher [25].

Samar et al [25]. Ont étudié l'impact thermique, environnemental et économique du système de mur Trombe pour la construction résidentielle en région méditerranéenne. Ils ont déterminé la taille optimale de ce système en utilisant le critère du coût du cycle de vie (Life Cycle Cost "LCC"). Pour analyser les performances du mur Trombe, des simulations d'énergie heure par heure ont été exécutées avec le programme TRNSYS. Ils ont conclu que, le taux optimal de surface de mur Trombe d'un point de vue thermique et économique est de l'ordre de 37%. Cette valeur a permis de réduire le LCC de 2,4 %. De plus, environ 445 kg de CO₂ seront réduits chaque année. Zhongting hu et al [26]. Ont recherché l'énergie primaire totale qui utilisée pour le chauffage, ventilation et la climatisation (CVC) dans les bâtiments. C'est Les systèmes de chauffage et de refroidissement conventionnel ont un impact sur les coûts d'exploitation, les besoins énergétiques et les émissions de dioxyde de carbone. Par conséquent, les murs Trombe reçoivent une attention considérable en raison de leur capacité potentielle à faire face à la crise environnementale et énergétique. après leur études sur les fonctions d'utilisation des murs Trombe, ils sont divisés en deux types principaux : un type à base de chauffage et un type à base de refroidissement. Ils ont pris trois ensembles de paramètres lors de la conception du mur Trombe : les paramètres "mur Trombe", les paramètres "bâtiment" et les paramètres "site". Ils ont résumé le mur de Trombe en trois indicateurs d'évaluation : environnemental, économique et énergétique. Fakhreddine Abbassi et al [27]. Ont étudié nombreuses techniques de conception solaire passive ont été appliquées

pour réduire les besoins énergétiques des bâtiments pour afin de tirer parti du climat local. Ils ont trouve le système de mur Trombe apparaît comme l'une de ces techniques passives efficaces à condition qu'il ait été bien conçu, réduction des demandes de chauffage. Un modèle numérique d'un système de mur Trombe a été développé à l'aide du logiciel TRNSYS et validé par un prototype expérimental à petite échelle, situé au Laboratoire des procédés thermiques du Centre de recherche et de technologie de l'énergie (CRTEn) de Borj Cedria. ils ont conclu les résultats de la simulation montrent qu'environ 77% de la demande totale de chauffage peut être réalisé par un mur Trombe ventilé de 8 m² d'un bâtiment tunisien typique simple non isolé de 16 m² de plus, une réduction de 97% des charges annuelles de chauffage a été atteinte par une surface de mur Trombe de 6 m² lorsque les murs extérieurs du bâtiment simple considéré étaient des doubles parois isolées par 5 cm de polystyrène expansé. Evangelos Bellos et al [28]. Dans cet article ils ont étudié une manière innovante et propre qui entraîne une réduction de la consommation d'électricité est L'utilisation de l'énergie solaire pour couvrir les charges de chauffage des bâtiments. Pour couvrir une grande partie de la demande de chauffage des locaux. Ils ont trouvé le mur Trombe est la technologie la plus aboutie pour capter le rayonnement solaire et le transférer à l'intérieur du bâtiment afin de couvrir une partie des charges de chauffage, notamment les heures après midi. Premièrement, ils ont proposé un mur Trombe avec une fenêtre supplémentaire dans le mur massif. Afin de faire une enquête complète est comparée au mur Trombe conventionnel et au mur isolé. En suite, les murs examinés sont situés en direction sud afin de maximiser l'impact de l'irradiation solaire. Enfin, selon les résultats de nouveau mur Trombe est la technologie la plus appropriée, créant un profil intérieur plus chaud que les autres cas. Ils ont analysé et effectué les résultats avec le logiciel commercial Solidworks Flow Simulation.

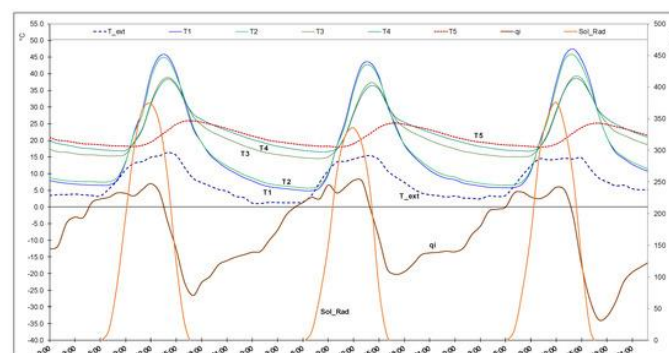


Figure 2. Rayonnement solaire (Sol_Rad), température de l'air extérieur (T_{ext}), température de l'entrefer (T_1 , T_2 , T_3 , T_4), température de la surface intérieure (T_5) et flux de chaleur (q_i) du 17 au 19 février 2019 (Sol_Rad et q_i sur l'axe y de droite, la température sur l'axe y de gauche) [28].

Tung Van Nguyen et al [29]. Ils ont étudié la réduction de consommation d'énergie des bâtiments grâce à une conception appropriée de la ventilation naturelle, en particulier lors de l'utilisation de l'énergie solaire. Ils ont trouvé que la chaleur solaire acquise sur l'enveloppe du bâtiment peut être convertie en effets thermiques pour induire un flux d'air pour la ventilation naturelle ou le refroidissement de l'intérieur du bâtiment. Dans cette étude, la cheminée solaire doit fournir un débit d'air suffisant, pour l'application de ventilation. D'abord, dans un bâtiment de trois étages ils ont vérifié leur cheminée solaire. En suite, ils ont construit un modèle informatique sur la base de la méthode Computational Fluid Dynamics (CFD). Le taux de ventilation à travers chaque étage a été calculé, après modification des paramètres de conception. Les distributions de température et de vitesse dans la cheminée ont également été obtenues. Enfin, une conception de cheminée optimale a été atteinte qui peut fournir un taux de ventilation approximativement égal pour les trois étages à partir des résultats. De plus, cette étude peut servir de démonstration pour des applications de la technique CFD dans la conception de bâtiments durables.

Ahmed A. Serageldin et al [30]. Ils ont étudié la paramétrique et une méthode d'optimisation pour les systèmes de chauffage et de ventilation passifs sont développées, à l'aide de l'outil d'exploration et d'optimisation de la conception de la dynamique des fluides computationnelle (CFD) ANSYS. Pour validation par rapport aux résultats expérimentaux ils ont fait simulation CFD Fluent tridimensionnelle quasi-stationnaire. De plus, du 14 au 22 mars 2016 les performances thermiques d'une petite pièce en bois équipée d'une cheminée solaire et d'un échangeur de chaleur terre-air (earth-to-air heat exchanger "EAHE") ont été expérimentalement évaluées pendant la saison froide en Égypte à titre de comparaison. Ils ont trouvé un bon accord a été trouvé entre les résultats expérimentaux et simulés, avec des valeurs moyennes d'erreur, de coefficient de corrélation et de coefficient de détermination de 7,3 %, 96,5 % et 94 %, respectivement. En suite, une étude paramétrique est menée pour maximiser le taux de ventilation, en utilisant huit paramètres pour la configuration de la cheminée solaire (largeur, longueur, lame d'air, angle d'inclinaison et position) et la conception EAHE (diamètre du tuyau, position d'entrée et hauteur d'entrée). Enfin, la largeur et l'espace de la cheminée solaire ont également des impacts notables mais ils ont trouvé que le diamètre du tuyau EAHE est le paramètre le plus sensible, suivi de la hauteur de la cheminée et de la hauteur et de la position de l'entrée EAHE.

Y.Q. Nguyen et al [31]. Ils ont étudié les cheminées solaires effet qui induit un flux d'air pour la ventilation naturelle des bâtiments qui absorbent la chaleur du rayonnement solaire par les cheminées. Principalement les cheminées solaires sont sous deux formes : canal d'air vertical et incliné. Ils ont proposé une cheminée solaire avec une surface absorbante horizontale. Par un

modèle CFD (Computational Fluid Dynamic) ils ont prédite ses performances de en termes de débit d'air induit à travers le canal et d'efficacité thermique. Du plus, le flux de chaleur et les principales dimensions de la cheminée se sont les facteurs examinés. Les résultats qui sont trouve, montré que l'augmentation de tous les facteurs examinés amélioré le débit mais a un effet mineur sur l'efficacité thermique. Enfin, une largeur de sortie excessivement grande entraîne une réduction du débit et de l'efficacité thermique en raison de l'apparition d'un écoulement inverse à la sortie.

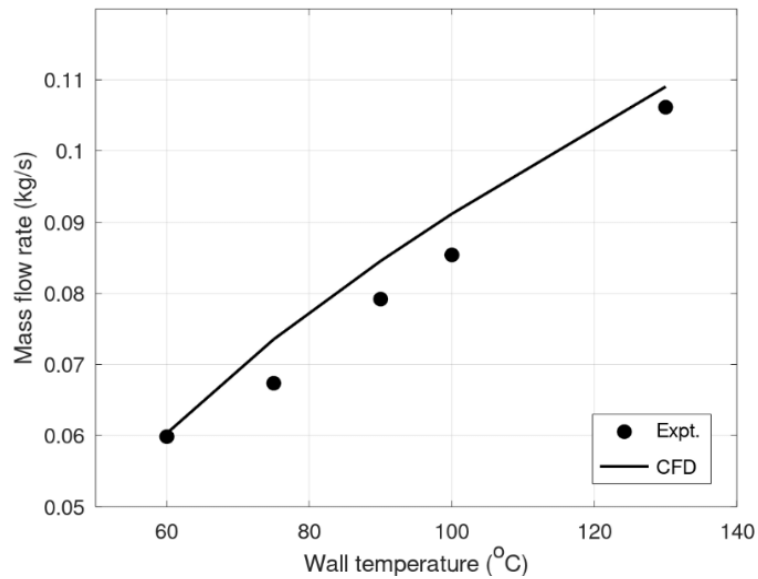


Figure 3. Comparaison du débit induit obtenu avec le modèle CFD versus les valeurs expérimentales [31].

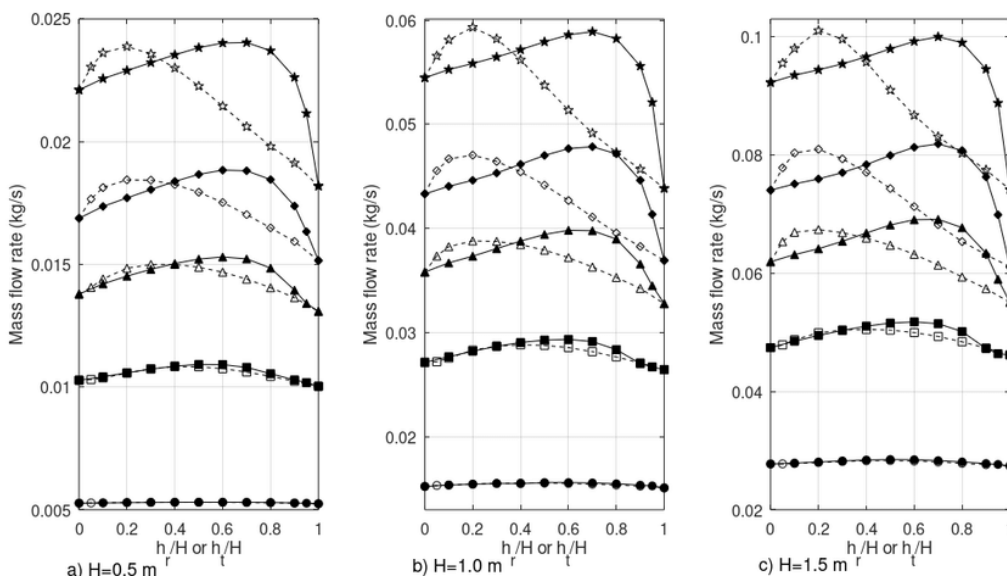


Figure 4. Débit massique induit à travers les cheminées [31].

Y. Q. Nguyen et al [32]. Ils ont étudié les performances de la cheminée solaire Il peut assurer le confort thermique de la maison en générant un flux d'air chaud ou froid. Premièrement, le flux d'air induit est chauffé et réinjecté dans la maison Pour les applications de chauffage. Ensuite, par une simulation numérique basée sur la technique Computational Fluide Dynamics (CFD) ils ont modélisé le flux d'air et le transfert de chaleur dans une cheminée solaire pour le chauffage. Du plus, les performances du système ont été analysées à l'aide d'une cavité chauffée au-dessus et au-dessous des voies respiratoires. Enfin des etude, ils ont trouve que la longueur et la largeur de la cavité et l'espacement de la cheminée ont une forte influence sur le débit et l'élévation de température à travers la cheminée. donc les résultats montré que la dimension appropriée de la cavité chauffée peut améliorer les performances de la cheminée solaire. Liu et al [33]. Ils ont étudié la conception des systèmes de stockage d'énergie solaire à changement de phase et leurs applications dans les bâtiments résidentiels. Ce dernier se caractérise par une efficacité de collecte de chaleur élevée, aucune pollution et est largement utilisé dans le domaine du chauffage des bâtiments. ils ont trouve que l'intégration de matériaux à changement de phase (PCM) dans le système de capteur solaire thermique peut d'améliorer l'efficacité du système de capteur solaire, mais il y aura un problème de fuite de PCM. Ils ont résolu ce problème en micro encapsulant des PCM, la conductivité thermique et l'efficacité de stockage d'énergie des PCM après la micro encapsulation seront grandement affectées. Pour plus d'amélioration efficacité de collecte de chaleur élevée, il faut réglage du capteur solaire à un angle d'inclinaison approprié.ils ont trouve l'efficacité du système peut être amélioré Just il faut choisir le PCM dans la zone de température appropriée. enfin, les chercheurs a été prouvé que le couplage du PCM au système de capteurs solaires peut améliorer l'efficacité énergétique, réduire les émissions de carbone et avoir une bonne économie, le taux de rendement interne maximal des capteurs solaires intégrés aux PCM dans les applications résidentielles et industrielles est de 22 % et 17,2 %. Loucas Georgiou et al [34]. Ils ont étudié ensemble des données qui présentent les performances thermiques des capteurs solaires plats intégrés au bâtiment avec une structure de colonne montante uniforme et multiple. Premièrement, à l'aide de l'outil PVGIS ils ont obtenue les données d'entrée du modèle numérique. Après cela, les chercheurs ont extraité les valeurs du rayonnement solaire et de la température ambiante à des pentes de 0°, 45° et 90° et utilisées comme conditions aux limites. Deuxiement, les calculs numériques ont été effectués à l'aide d'une analyse par éléments finis (FE). Ils ont développé des modèles transitoires tridimensionnels pour calculer les performances thermiques des configurations étudiées en fonction de la température ambiante, du rayonnement solaire et de l'angle

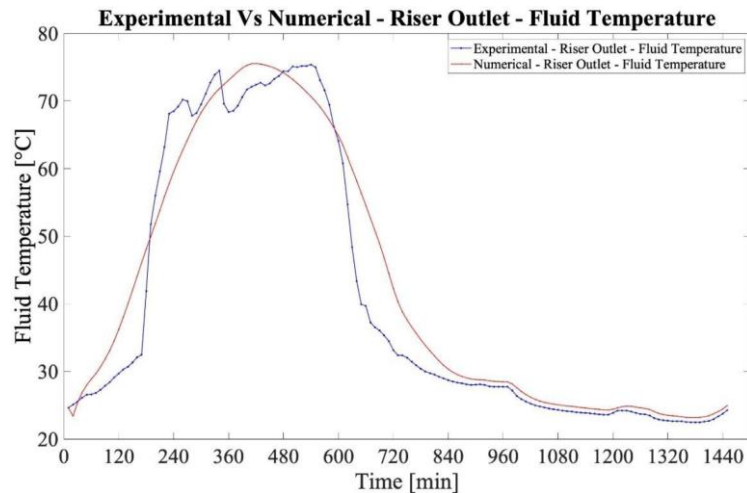


Figure 5. Validation du modèle numérique-température du fluide en sortie de colonne montante [34].

d'inclinaison. Du plus, ils ont validé Le modèle numérique avec l'utilisation d'un jeu de données expérimentales montrant un bon accord entre les deux modèles avec RMSE de 5%. Enfin, Les données du flux de chaleur horaire à travers la maçonnerie du bâtiment avec le capteur solaire intégré au bâtiment et la température moyenne du fluide de chaque système sont présentées.

Willy Villasmil et al [35]. Dans cette étude les chercheurs ont fait une analyse numérique est effectuée pour l'influence de différentes stratégies de contrôle des capteurs solaires sur les performances d'un système de chauffage solaire couplé à un stockage saisonnier de l'énergie thermique. Avant toute, le système est utilisé pour le chauffage des locaux et la production d'eau chaude sanitaire dans un bâtiment résidentiel à faible consommation d'énergie. Premièrement, ils ont mesuré la performance du contrôleur en termes de volume de stockage minimum requis pour atteindre une fraction solaire annuelle de 100 %. Après cela, ces chercheurs ont numérique trois régulateurs:(1) un régulateur haut débit (HFC) avec un débit nominal constant de $40 \text{ l/h}\cdot\text{m}^2$, (2) un régulateur bas débit (LFC) avec un débit nominal constant de $12,5 \text{ l/h}\cdot\text{m}^2$ et (3) un contrôleur de débit variable (VFC) avec un débit compris entre 4 et $40 \text{ l/h}\cdot\text{m}^2$ par une température prédéfinie à la sortie du capteur on donne l'objectif de fonction. Deuxièmes, à l'aide d'un modèle interne validé expérimentalement ils ont évalué la performance des contrôleurs étudiés en effectuant des simulations sur une année complète. Enfin, ils ont révélé que les analyse comparative détaillée les raisons des performances spécifiques de chaque contrôleur sont étroitement liées à la stratification thermique effectuée dans le stockage et à la capacité du contrôleur à conserver la stratification tout au long de l'année.

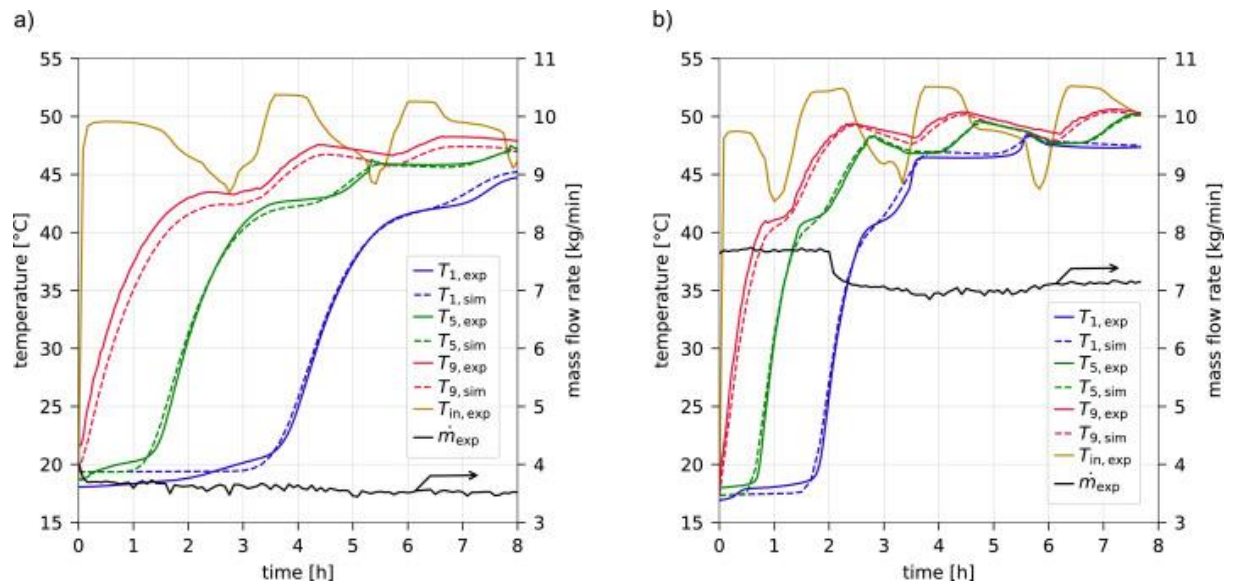


Figure 6. Axe de gauche : températures calculées numériquement (lignes pointillées) et mesurées expérimentalement (lignes pleines) pour deux essais expérimentaux menés avec la configuration illustrée à l'axe de droite : débit massique d'eau alimentée dans le réservoir par l'entrée 3. a) $Re= 4600$ (moyenne nombre de Reynolds à l'entrée du réservoir) ; b) $Re= 9900$ [35].

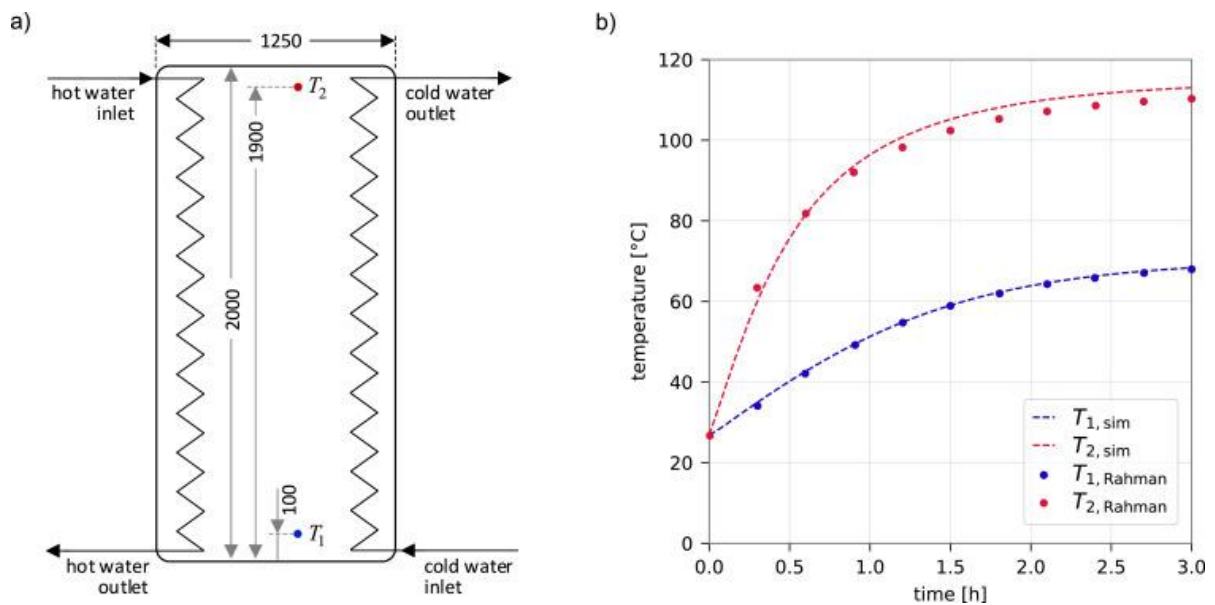


Figure 7. Schéma de principe du réservoir de stockage utilisé pour calculer les températures indiquées à droite. b) Températures calculées avec notre modèle (lignes pointillées) et avec le modèle validé de Rahman (marqueurs) pour les emplacements indiqués à gauche [35].

Zhongting Hu et al [36]. Dans cette étude les chercheurs ont fait un nouveau capteur solaire de toit (Type 1) fournissant de l'eau chaude et du chauffage des locaux sont conçu pour permettre une collecte efficace de la chaleur solaire tout en s'intégrant naturellement. Premièrement, Avec des données expérimentales ils ont développé et validé un modèle numérique dynamique. Après cela, la simulation du premier type de collecteur a montré ses bonnes propriétés en termes d'isolation thermique et de transmission du rayonnement solaire. Deuxièmes, ils ont établie une corrélation linéaire entre le rendement instantané et la température réduite. Ensuite, ils ont comparé les résultats simulés du capteur de type 1 avec les deux autres types de capteurs solaires. Ils ont indiqué à travers les comparaisons que l'efficacité instantanée maximale similaire est atteinte. Cependant, les chercheurs ont préféré le capteur de type 1 car son coefficient de perte de chaleur est inférieur au capteur de type 2 et type 3. Enfin, ils ont mentionné que les résultats confirmé que le capteur de type 1 introduit a le potentiel de résoudre le problème de la mauvaise qualité architecturale des capteurs solaires intégrés au toit des bâtiments.

Chapitre 3

Formulation mathématique et simulation numérique

1. Introduction

L'évaluation de la performance thermique d'un échangeur thermique intégré dans une cheminée industrielle nécessite des modèles mathématiques appropriés. Au cours de ce troisième chapitre, un modèle analytique en se basant sur le principe des bilans énergétiques sera élaboré dans la première partie en régime stationnaire. Ensuite, un modèle numérique bidimensionnel stationnaire en régime laminaire sera développé en utilisant le logiciel de simulation ANSYS pour suivre l'évolution de la température de l'air à l'intérieur du tube. En outre, à partir du Documentation Technique Réglementaire DTR, les calculs des différentes déperditions et la puissance nécessaire au chauffage seront calculées. Enfin, ces modèles développés nous ont permis d'évaluer la performance thermique et l'efficacité de l'échangeur.

2. Formulation mathématique.

I. Résolution Analytique

Nous admettons dans ce chapitre les hypothèses suivantes :

- L'échange thermique entre l'air à réchauffer et l'air chaud de cheminée se fait en régime stationnaire et la conduction thermique entre l'air à réchauffer longitudinale est négligeable.
- Le coefficient d'échange convectif est constant et il est considéré comme un coefficient d'échange moyen le long de l'échangeur.

Le bilan énergétique entre deux sections de tube distante de Δx (fig. 1), s'écrit:

$$m \cdot c_{\text{pair}} \cdot \frac{DT_a}{Dt} = q_1 - q_2 + q_3 \quad (1)$$

Où

$$q_3 = \frac{T_{ac} - T_a}{R_{\text{totale}}} \quad (2)$$

m : Masse d'air [kg]

c_{pair} : Chaleur massique de l'air [J/(Kg.K)]

R_{cv} : Résistance thermique convective entre l'air et le tube [(m.K)/W]

$R_{\text{gainé}}$: Résistance thermique du tube enterré [(m.K)/W]

T_{ac} : Température d'air chaud [K]

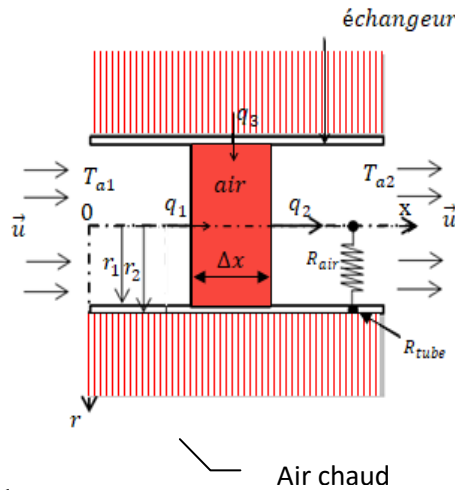


Figure 1. Schéma descriptif du tronçon de l'échangeur

En substituant chaque paramètre de l'équation (1) par son expression, donc l'équation du bilan se développe comme suit :

$$m \cdot c_{pair} \cdot \left(\frac{\partial T_a}{\partial t} + u \frac{\partial T_a}{\partial x} \right) = -\lambda \cdot s \cdot \frac{\partial T_a}{\partial x} \Big|_x + \lambda \cdot s \cdot \frac{\partial T_a}{\partial x} \Big|_{x+\Delta x} + \frac{(T_{ac}-T_a)}{R_{totale}} \quad (3)$$

Où u étant la vitesse moyenne d'écoulement de l'air à l'intérieur de l'échangeur.

La résistance thermique totale (R_{totale}) est composée d'une part, de la résistance à la conduction du tube (R_{tube}) et la résistance convective de l'air (R_{cv}).

$$R_{totale} = R_{tube} + R_{cv} \quad (4)$$

Où la résistance du tube s'écrit comme suit :

$$R_{tube} = \frac{1}{\lambda_{tube} \cdot 2\pi \cdot \Delta x} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) \quad (5)$$

Par contre celle de l'air s'écrit sous la forme sous-dessous :

$$R_{air} = \frac{1}{h_{cv} \cdot 2\pi \cdot r \cdot \Delta x} \quad (6)$$

En divisant l'équation 43 par unité de l'élément différentiel Δx , on obtient :

$$\rho \cdot s \cdot c_{pair} \cdot \left(\frac{\partial T_a}{\partial t} + u \frac{\partial T_a}{\partial x} \right) = \frac{-\lambda \cdot s \cdot \frac{\partial T_a}{\partial x} \Big|_x + \lambda \cdot s \cdot \frac{\partial T_a}{\partial x} \Big|_{x+\Delta x}}{\Delta x} + \frac{(T_{ac}-T_a)}{R_{itotale}} \quad (7)$$

Notons par s , la section interne du tube, $s = \pi \cdot r_1^2$ et $h = (Nu \cdot k) / 2 \cdot r_1$ [37], le coefficient moyen de transfert de chaleur par convection.

Où le nombre de Nusselt, $Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$ [37-39] et le nombre Reynolds, $Re = \rho v / \mu$.

Soit : R_{totale} la résistance thermique totale par unité de longueur.

Si Δz tend vers 0 ; soit donc :

$$\rho \cdot S \cdot c_{pair} \cdot \left(\frac{\partial T_a}{\partial t} + u \frac{\partial T_a}{\partial x} \right) = \lambda \cdot S \cdot \frac{\partial^2 T_a}{\partial x^2} + \frac{(T_{ac} - T_a)}{R_{totale}} \quad (8)$$

$\lambda \cdot S \cdot \frac{\partial^2 T_a}{\partial x^2}$: représente la conduction longitudinale.

Tenant compte du fait que le transfert est permanent et la convection domine la conduction, l'équation (8) se réduit à :

$$\rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \frac{dT_a}{dx} = \frac{(T_{ac} - T_a)}{R_{totale}} \quad (9)$$

On obtient après réarrangement :

$$\frac{1}{(T_{ac} - T_a)} dT = \frac{1}{\rho \cdot \pi \cdot r^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{totale}} dx \quad (10)$$

Après intégration de l'équation (10), on trouve :

$$\ln(T_{ac} - T_a) = \frac{1}{\rho \cdot \pi \cdot r^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{tot}} x + C \quad (11)$$

On impose la condition initiale (entrée du tube) nécessaire sur cette équation pour en déduire la constante d'intégration comme suit :

- Cas de La température constante :

à $x = 0$; $T_a = T_{ae}$ donc $C = \ln(T_{ac} - T_{ae})$

T_{ae} : Etant la température de l'air à l'entrée du tube.

Donc :

$$\ln \left(\frac{T_{ac} - T_a}{T_{ac} - T_{ae}} \right) = \frac{1}{\rho \cdot \pi \cdot r^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{itot}} x \quad (12)$$

Où :

$$\left(\frac{T_{ac} - T_a}{T_{ac} - T_{ae}} \right) = \exp \left(\frac{1}{\rho \cdot \pi \cdot r^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{itot}} x \right) \quad (13)$$

L'expression donnant la température d'un point quelconque de l'air dans le tube enterré

$$s'écrit : T_a(x) = T_{ac} - (T_{ac} - T_{ae}) \cdot \exp\left(\frac{1}{\rho \cdot r^2 \cdot \pi \cdot c_{p\text{air}} \cdot u \cdot R_{\text{tot}}} x\right) \quad (14)$$

II. Simulation numérique :

I. Développement des équations générales de l'aérothermique

L'aérothermique s'intéresse aux problèmes de transfert de chaleur en mécanique des fluides. La résolution du problème de convection qui permet d'évaluer le transfert de chaleur revient à déterminer les grandeurs caractéristiques du fluide en fonction des coordonnées spatiales et du temps, soit :

- La vitesse \vec{q} définie par ses trois composantes : u, v, w.
- La masse volumique ρ .
- La pression P.
- La température T.

Afin de calculer les six grandeurs cités ci-dessus, la mécanique des fluides et la thermodynamique fournissent six équations de conservation de :

- La masse (continuité).
- La quantité de mouvement (les 3 équations de Navier-Stokes).
- L'énergie.

I. Equations générales de la mécanique des fluides

1.1. Equation de conservation de masse

Le principe de conservation de la masse sous la forme locale s'écrit :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + (\rho q_i)_{,i} = 0 \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{q}) = 0 \quad (15)$$

Où :

$$q_{i,i} = \text{div} \vec{q} = \frac{\partial q_i}{\partial x_i} = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}$$

Soit en utilisant la définition de la dérivée particulaire, l'équation de continuité prend la forme équivalente suivante :

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho q_{i,i} = 0 \quad \frac{D\rho}{Dt} + \rho \text{div}(\vec{q}) = 0 \quad (16)$$

Dans le cas d'un écoulement de fluide isovolume (incompressible), l'équation de continuité se réduit à :

$$q_{i,i} = 0 \quad \text{div}(\vec{q}) = 0 \quad (17)$$

Où, on peut l'écrire sous la forme suivante :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (18)$$

1.2. Equation de quantité de mouvement

L'application du principe de bilan à la quantité de mouvement prend la forme du principe d'Euler (loi fondamentale de la dynamique) :

$$\rho \frac{Dq_i}{Dt} = \rho f_i + \sigma_{ji,j} \quad \rho \vec{\gamma} = \rho \vec{f} + \text{div} \vec{\sigma} \quad (19)$$

F, $\vec{\sigma}$ étant les forces extérieures massiques et le tenseur des contraintes respectivement.

Où p est la pression.

$\sigma_{ji} = \sigma_{ij}$ s'il n'y a pas de champ de moment d'origine extérieur et $\sigma_{ij} = -p + \tau_{ij}$.

Donc l'équation (4) peut prendre la forme suivante :

$$\rho \gamma_i = \rho f_i - p_{,i} + \tau_{ij,j} \quad (20)$$

f_i les forces de masse devient tropes petites, donc elle sont négligeable par hypothèse

Soit en tenant compte d'un écoulement de fluide newtonien à masse volumique constante (isovolume), l'équation de quantité de mouvement s'écrit alors :

$$\rho \frac{Dq_i}{Dt} = \rho f_i - p_{,i} + \mu q_{i,jj} \quad (21)$$

Où, on peut l'écrire sous la forme suivante :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_{nf}} \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (22)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_{nf}} \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (23)$$

II. Equation du bilan thermique :

L'expression de l'équation du bilan énergétique s'établit à partir du premier principe de la thermodynamique :

$$\frac{D(E+E_c)}{Dt} = \frac{\delta Q}{dt} + \frac{\delta w}{dt} \quad (24)$$

Où E est l'énergie interne.

E_c est l'énergie cinétique.

$\frac{\delta Q}{dt}$ est la quantité de chaleur transférée par unité de temps [W], qui comporte une contribution surfacique définie par un vecteur de flux de chaleur par conduction traversant la surface dS et une quantité de chaleur apportée par tout autre moyen en chaque point de domaine (D) (source interne).

$$\frac{\delta Q}{dt} = \lambda T_{,i} n_i ds + \dot{q} dV ; \text{ Avec } n \text{ est la normale extérieure.}$$

$\frac{\delta w}{dt}$ Est le travail par unité de temps, qui compte le travail des forces de masse (volume) $\rho f_i q_i$ par unité de volume et travail des forces de pression (contact) $T_i q_i$ par unité de surface où $T_i = \sigma_{ij} n_j$

En notant par f les forces volumiques et $\vec{\sigma}$ le tenseur des contraintes.

D'où l'équation du bilan d'énergie aura la forme finale suivante :

$$\rho C_p \frac{DT}{Dt} = (\lambda T_{,i})_{,i} + \dot{q} + \beta T \frac{Dp}{Dt} + \Phi$$

Φ Étant la dissipation visqueuse, elle est négligeable par hypothèse.

β Étant le coefficient de dilatation à pression constante, dans le cas des gaz parfaits ; $\beta = \frac{1}{T}$.

On considère le terme $\beta T \frac{Dp}{Dt}$ est négligeable devant Φ .

\dot{q} est la source de chaleur interne, qu'elle est négligeable.

Après réarrangement de l'équation du premier principe, on peut donc écrire l'équation du bilan énergétique comme suit :

$$\rho C_p \frac{DT}{Dt} = (\lambda T_{,i})_{,i} + \dot{q} + \frac{Dp}{Dt} + \Phi \quad (25)$$

On suppose que le transfert thermique s'effectue en régime permanent et la conductivité thermique λ est constante.

Après application des hypothèses simplificatrices à l'équation (25), l'équation de bilan thermique se réduit à :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\lambda}{\rho C_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (26)$$

1. Etude des besoins thermiques d'une usine de cimenterie

1.1. Introduction

Dans ce chapitre, une usine cimenterie a été étudiée dans la région de Branis, Biskra, Algérie, dans le cadre de cette étude. Après avoir déterminé ses coordonnées géographiques, ses dimensions et les bâtiments à étudier. La puissance de chauffage des cheminées requises a été calculée en calculant les pertes et apports de chaleur.

1.2. Partie pratique :

Afin de collecter les informations scientifiques nécessaires à cette étude, nous avons effectué une période de stage dans l'institution de Biskria Ciment dans la région de Branis, Biskra.

1.2.1. Description de site :

Le site d'étude contient 3 cheminées de dimensions [130 m x 5,5 m] chacune et 3 bâtiments pour ouvriers de dimensions [54,3 m x 15 m x 10 m]. Il contient 3 fours avec une température allant jusqu'à 1100 degrés, 3 broyeurs, un pour le ciment brut (clinker), tous deux cimentés, et 4 entrepôts pour les matières premières, 2 pour le ciment, situés à Branis, Biskra. Qui appartiennent à la zone climatique considérée par DTR.

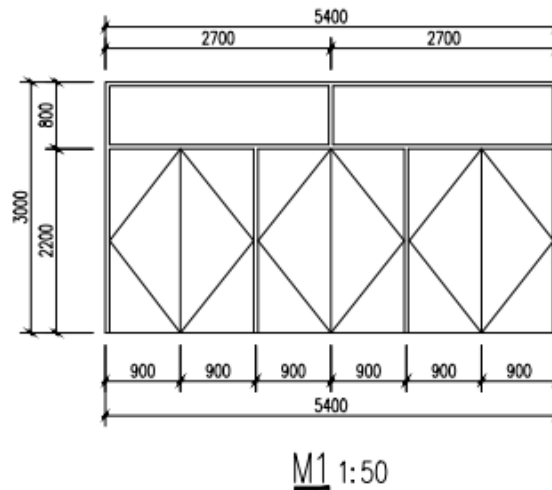


Figure 7. Schéma de porte M1

Les murs du bâtiment sont en briques d'une épaisseur de 20 cm, le plafond et le sol sont en béton.

Les murs nord et sud contiennent 3 portes de dimensions [2.6m x 1.2m]. Le mur est contient 38(c1) fenêtres de dimensions [2m x 1.8m] et 3 fenêtres (c3) de dimensions [1.8m x 1.2m]. Le mur ouest contient 37 fenêtres (c1) et 3 fenêtres (c3) et une porte principale de dimensions [5.4 x 3].

Tableau 1 : Les surfaces et l'orientation du bâtiment

Les parois	Orientation	Surface (m ²)				
		Paroi	Mur net	Port	Fenêtre (C1)	Fenêtre (C3)
Paroi 1	Est	543	399.72	\	136.8	6.48
Paroi 2	Ouest	543	387.12	16.2	133.2	6.48
Paroi 3	Nord	150	140.64	9.36	\	\
Paroi 4	Sud	150	140.64	9.36	\	\
Plancher	\	814.5				
Toiture	\	814.5				

1.3. Partie théorique :

Le calcul des pertes est nécessaire pour trouver le pouvoir calorifique optimal du bâtiment et permet de donner l'énergie optimale à consommer.

1.3.1. Déperditions calorifiques :

Les déperditions calorifiques de base sont égales au flux de chaleur sortant d'un local, ou d'un groupe de locaux, par transmission de chaleur à travers les parois et par renouvellement d'air, dans les conditions intérieures et extérieures de base. Elles s'expriment en watts (W) [41].

1.3.2. Déperditions totales d'un volume :

$$Di = (DT)i + (DR)i \quad (27)$$

- $(DT)i$ (en W/°C) représente les déperditions par transmission du volume i .
- $(DR)i$ (en W/°C) représente les déperditions par renouvellement d'air du volume [41].

1.3.2.1. Déperditions par transmission d'un volume :

$$(DT)i = (Ds)i + (Dli)i + (Dsol)i + (Dlnc)i \quad (28)$$

- **DR**: Déperditions par renouvellement d'air.
- **DS**: Déperditions surfaciques à travers les parois en contact avec l'extérieur.
- **Dli**: Déperditions à travers les liaisons.
- **Dsol**: Déperditions à travers les parois en contact avec le sol.
- **Dlnc**: Déperditions à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés [41].

1.3.2.2. Des déperditions surfaciques par transmission à travers les parois :

$$Ds = K \times A \quad (29)$$

$$\frac{1}{K} = \sum R + \frac{1}{he} + \frac{1}{hi} \quad (30)$$

$$K_w = \frac{K_g \times A_g + K_f \times A_f + K_{eg} \times L_g}{A_g + A_f} \quad (31)$$

- K (en W/m²°C) est le coefficient de transmission surfacique
- A (en m²) est la surface intérieure de la paroi.
- A_g est la plus petite des aires visibles du vitrage, vues des deux cotes de la paroi en m². On ne tient pas compte des débordements des joints.
- A_f est la plus grande aire projetée de la menuiserie prise sans recouvrements (incluant la surface de la pièce d'appui éventuelle), vue des deux cotes de la paroi, en m².
- L_g est la plus grande somme des périmètres visibles du vitrage, vus des deux cotes de la paroi en m.

- K_g est le coefficient surfacique en partie centrale du vitrage en $W / (m^2 \cdot ^\circ C)$.
- K_f est le coefficient surfacique moyen de la menuiserie en $W / (m^2 \cdot ^\circ C)$.
- K_{lg} est le coefficient linéique du a l'effet thermique combine de l'intercalaire du vitrage et du profile en $W/(m^\circ C)$ [41].

1.3.2.3. Déperditions à travers les ponts thermiques :

$$DLi = Kl \times L \quad (32)$$

Les déperditions par ponts thermiques pour tout le logement peuvent être évaluées à 20% des pertes surfaciques par transmission à travers les parois du logement [41], soit :

$$DLi = \sum Kl \times L = 0.20 \sum K \times s \quad (33)$$

$$DLi = 0.20 \times \sum Ds \quad (34)$$

1.3.2.4. Déperdition à travers les parois en contact avec le sol

- Les déperditions $Dsol$, pour un plancher bas ou un mur enterré, sont données par la formule :

$$Dsol = Ks \times Pl \quad (35)$$

- ks (en $W/m^\circ C$) est le coefficient de transmission linéique du plancher bas ou du mur.
- p (en m) est la longueur de la paroi [41].

Pour un plancher bas enterré, la différence de niveau est la différence entre le niveau de la face supérieure du plancher et le niveau du sol. Elle est comptée négativement lorsque le plancher est plus bas que le sol et Positivement dans le cas contraire.

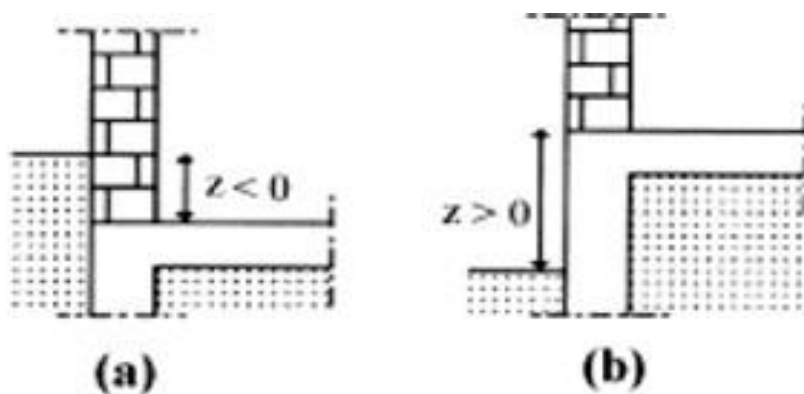


Figure 7. Différence de niveau d'un plancher par rapport au sol [41].

1.3.2.5. Déperditions à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés :

On entend par local non chauffé tout local pour lequel le chauffage n'existe pas ou risque d'être interrompu pendant de longues périodes, ainsi que tout local chauffé par intermittence.

Dans le cas du logement, les locaux non chauffés sont généralement les combles, les vides sanitaires, les caves, les greniers, les celliers, les garages et les circulations

Communes [41].

$$D_{Inc} = Tau[\sum Ki \times Ai + \sum Ki \cdot Li] \quad (36)$$

$$Tau = \frac{Ti+T_{Inc}}{Ti+Te} = \frac{de}{de-ac} \quad (37)$$

$$de = \sum(Ki \times Ai) + \sum(Ki \times Li) + dr \quad (38)$$

$$dr = 0.34 \times N \times V \quad (39)$$

- Ki (W/m².°C) est le coefficient de transmission surfacique de chaque partie de la paroi .
- Ai (m²) est la surface intérieure de chaque partie surfacique.
- ki (W/m.°C) est le coefficient de transmission linéique de chaque liaison .
- Li (m) est la longueur intérieure de chaque liaison.
- Tau est le coefficient de réduction de température.

1.3.3. Vérification et déperdition de référence ;

1.3.3.1. Vérification réglementaire :

Les déperditions par transmission DT du logement doivent vérifier [41]:

$$DT \leq 1,05 \times D_{ref} \quad (40)$$

- DT (en W/°C) représente les déperditions par transmission du logement,

1.3.3.2. D_{ref} (en W/°C) représente les déperditions de référence.

1.3.3.3. Calcul des déperditions de référence :

$$D_{ref} = a \times S1 + b \times S2 + c \times S3 + d \times S4 + e \times S5 \quad (41)$$

- les S_i (en m²) représentent les surfaces des parois en contact avec l'extérieur, un comble, un vide sanitaire, un local non chauffé ou le sol. Elles concernent respectivement S1 la toiture, S2 le plancher bas, y compris les planchers bas sur locaux non chauffés, S3 les murs, S4 les portes, S5 les fenêtres et les portes-fenêtres. S1, S2, S3 sont comptées de l'intérieur des locaux, S4 et S5 sont comptées en prenant les dimensions du pourtour de l'ouverture dans le mur.
- les coefficients a, b, c, d et e, (en W/m². °C) c'est dépendent de la nature du logement et de la zone climatique [41].

1.4. Des déperditions par renouvellement d'air :

Des déperditions par renouvellement d'air DR d'un logement ont pour expression [41]:

$$D_{RV} = D_{RV} + D_{RS} \quad (42)$$

$$D_R = 0,34 \times (Q_v + Q_s)$$

$$Q_v = \text{Max}[0.6 \times V_h, Q_{vref}] \quad (43)$$

$$Q_{vref} = \frac{5 \times Q_{vmin} + Q_{vmax}}{6} \quad (44)$$

$$Q_s = \sum(Pp_i \times e_{vi}) \quad (45)$$

$$Pp_i = \sum(P_{oj} \times A_j) \quad (46)$$

- 0,34 (en Wh/m³.°C) est la chaleur volumique de l'air;
- Q_v (en m³/h) est le débit spécifique de ventilation ;
- Q_s (en m³/h) est le débit supplémentaire par infiltrations dues au vent.
- V_h (en m³) désigne le volume habitable ;
- Q_{vref} (en m³/h) désigne le débit extrait de référence.
- Pp_i (en m³/h. sous une différence de pression $\Delta P = 1$ Pa) est la perméabilité à l'air de la paroi i;
- e_{vi} (sans dimension) est le coefficient d'exposition au vent affecté à la paroi i

1.5. Puissance de chauffage à installer

La puissance totale de chauffage installée pour un logement ne doit pas être inférieure aux déperditions de base (du même logement).

Théoriquement, il suffirait d'une puissance utile installée égale aux déperditions de base DB pour être en mesure d'assurer à l'ambiance intérieure la température désirée. Dans la pratique, compte tenu de l'inertie du bâtiment (air et parois), et compte tenu des pertes calorifiques dues au réseau de tuyauteries, la puissance fournie par une chaufferie doit être supérieure à DB [41].

- La puissance de chauffage Q nécessaire pour un logement est donnée par:

$$Q = [t_{bi} - t_{be}] \times [[1 + \text{Max}(C_r, C_{in})] \times D_T] \quad (47)$$

- t_{bi} (en °C) représente la température intérieure de base,
- t_{be} (en °C) représente la température extérieure de base,
- D_T (en W/°C) représente les déperditions par transmission du logement,
- D_R (en W/°C) représente les déperditions par renouvellement d'air du logement,

- cr (sans dimension) est un ratio estime des pertes calorifiques dues au reseau de tuyauteries éventuel,
- cin (sans dimension) représente un coefficient de surpuissance

2. Calcul des déperditions thermiques :

Toutes les valeurs considérées dans le bilan thermique de déperdition sont données dans l'Annexe A dans le DTR

- Calcul des coefficients de transmission :

Le coefficient de transmission cité dans l'équation (30) et (31) est calculé comme suit :

Tableau 2 : Coefficient de transmission des murs K_m

paroi	matériaux	e(m)	$\lambda(W/m.C^\circ)$	$R(m.C\backslash w)$	$1/h_e+1/h_i(m^2.C^\circ/W)$	$K_m(w\backslash m^2.C^\circ)$
Mur E	Ciment ext	0.01	0.01	0.01		
Mur O	Brique	0.2	0.2	0.2		
Mur N	Ciment int	0.01	0.01	0.01	0.17	1.63
MurS	Platre	0.01	0.01	0.01		
Toiture	Béton	0.3	0.3	0.3	0.2	1.37
	Brique	0.15	0.15	0.15		

Tableau 3 : Coefficient de transmission des ports est fenêtres K_{moy}

parois	Matériaux	Nombre	Surface (m ²)	$k_{g_{vit}}$ (w\m ² .°C)	k_w (w\m ² .°C)	k_f (w\m ² .°C)	k_{moy} (w\m ² .°C)
Fenêtre E	Aluminium Vitrage	38 C_1 3 C_3	143.28	5.8	6.14	7.5	2.76
Fenêtre O	Aluminium	37 C_1 3 C_3	139.68	5.8	6.12	7.5	2.85
Port O	Vitrage	1 M_1	16.2				
Port S	Fer	3 M_2	9.36	9.36	\	\	\
Port N	Fer	3 M_2	9.36	9.36	\	\	\

2.1. Calcul des déperditions de surface :

La déperdition par transmission d'un volume par l'équation (28), (29), (33) et (34) sont calculées comme suit :

Tableau. 4 : la déperdition par transmission d'un volume.

Déperditions	Ds(W\°C)					D _{Li} (W\°C)	D _{sol} (W\°C)		
	DS _{est}	DS _{oust}	DS _{nord}	DS _{sud}	DS _{toiture}		Z(m)	K _s (W\°C)	P(m)
	1573.614	1629.24	294.525	294.525	594.52		-0.2≤z≤0.2	1.75	138.9
	4385.56					877.112	242.55		
D_T (W\°C)	5505.312								

2.2. Calcul des déperditions de référence :

Déperditions de référence par l'équation (40) est calculé comme suit :

Tableau. 5 : la déperdition de référence

a	b	c	d	e	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅
0.9	2.4	1.2	3.5	4.5	814.5	814.5	1167.42	18.72	299.16
D_{ref} (W\°C)		5500.494							
D_T=5505.312 ≤1.01×5500.494									

2.3. Calcul des déperditions par renouvellement d'air :

Les déperditions par renouvellement d'air par l'équation (41), (42), (43), (44) et (45) sont calculées comme suit :

Tableau. 6 : le débit spécifique de ventilation

Q _{vref} (m ³ /h)	Q _{vmin} (m ³ /h)	Q _{vmax} (m ³ /h)	V _h (m ³)
577.5	630	315	8552.25
Q_V (m³/h)		5131.35	

Tableau 7 : Débit supplémentaire du au vent

parois	étage	Les fenêtres			Les portes		
		$P_{oj}(m^3/h)$	$A_j(m^2)$	$Pp_i(m^3/h)$	$P_{oj}(m^3/h)$	$A_j(m^2)$	$Pp_i(m^3/h)$
Paroi E	1	4	45.36	181.44	\	\	\
	2	4	48.96	195.84	\	\	\
	3	4	48.96	195.84	\	\	\
Parois O	1	4	41.76	167.04	6	\	\
	2	4	48.96	195.84	\	\	\
	3	4	48.96	195.84	\	\	\
Paroi N	1	\	\	\	6	3.12	18.72
	2	\	\	\	6	3.12	18.72
	3	\	\	\	6	3.12	18.72
paroi S	1	\	\	\	6	3.12	18.72
	2	\	\	\	6	3.12	18.72
	3	\	\	\	6	3.12	18.72

Tableau 8 : Les déperditions par renouvellement d'air

Etage	H(m)	e_v
1	$H \leq 4$	1.47
2	$4 < H < 9$	2.3
3	$7 < H < 11$	3.0
$Q_s(m^3/h)$		2946.42
$D_R(w/h)$		2746.4418

2.4. Calcul des déperditions totales d'un volume :

Déperditions totales d'un volume par l'équation (27) est calculé comme suit :

Tableau 9 : les déperditions totales d'un volume

$D_R(w/^{\circ}c)$	2746.4418
$D_T(w/^{\circ}c)$	5505.312
$D_i(w/^{\circ}c)$	7539.2758

3. Calcul de la puissance de chauffage à installer :

- Puissance chauffage à installer par l'équation (46) et La ville de Biskra appartient à la zone C, calcule come suite :

Tableau 10 : la puissance chauffage à installé dans la zone C

t_{bi} (°C)	t_{be} (°C)	C_r	C_{in}
21	1	0.20	0.20
Q (w)	118323.74		

- Si ce bâtiment a les mêmes dimensions et spécifications de construction et est situé dans l'une des zones appartenant à la zone B et s'élève au-dessus du niveau de la mer de 123, et nous prenons en compte l'état de Sétif, la puissance chauffage à installer de ce bâtiment dans cette wilaya Sétif est :

Tableau 11 : la puissance chauffage a installé dans la zone B

t_{bi} (°C)	t_{be} (°C)	C_r	C_{in}
21	-5.5	0.20	0.20
Q (w)	175061.4636		

Chapitre 4

Résultats et discussions

1. Introduction

Ce chapitre présente les différents résultats des modèles mathématiques développés dans le troisième chapitre. Tout d'abord le profil de température est illustré pour déterminer la longueur optimale du l'échangeur qui doit être placé à l'intérieur de la cheminée.

2. Résultats et discussions

Tableau 1.Caractéristiques utilisées dans l'étude paramétrique de l'échangeur

Systeme	Valeur
Température à l'intérieur de la cheminée	140 °C
Température de l'air à l'entrée de l'échangeur	1 °C
Vitesse d'écoulement de l'air	1 m/s
Longueur du tube L	8 m
Rayon intérieur du tube r_1	55 mm
Epaisseur du tube	2,5 mm
Conductivité thermique du tube λ_p	80 W/(m.°C)
Chaleur spécifique de l'air C_{pair}	1000 J/(Kg.°C)
Masse volumique de l'air ρ	1.2 Kg/m ³

La Fig. 1 illustre l'effet de la variation de débit d'écoulement de l'air sur la performance thermique de l'échangeur placé dans la cheminée. L'agrandissement du débit de l'air affecte négativement la performance thermique de l'échangeur à cause que l'air n'aura pas suffisamment de temps pour gagner plus d'énergie. Pour des besoins de grands débits d'air, l'allongement de l'échangeur reste la seule solution pour arriver aux températures désirées.

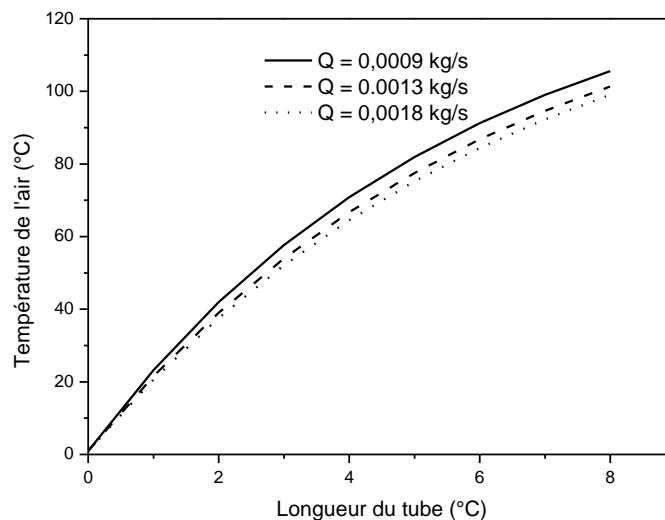


Figure 1 : Variation de la température de l'air pour différentes valeurs de débit d'air.

Tableau 2 présente la distribution de la température de l'air le long de l'échangeur pour trois différentes conductivités thermiques. Du tableau, Il est à noter que le matériau utilisé pour exploiter tel échangeur n'affecte plus les températures de sortie de l'air, donc, le choix du matériau se repose principalement sur les raisons économiques pour les matériaux cités dans le tableau 2.

Tableau 2 : Variation de la température de l'air pour différentes valeurs de conductivité thermique

Longueur(m)	Température (°C)		
	Fer $\lambda=80$ (W/m.K)	Fonte $\lambda = 55$ (W/m.K)	Inox $\lambda = 15$ (W/m.K)
0	1,00	1,00	1,00
1	23,27	23,27	23,26
2	41,97	41,97	41,95
3	57,68	57,67	57,65
4	70,87	70,86	70,83
5	81,94	81,94	81,91
6	91,24	91,24	91,21
7	99,06	99,05	99,02
8	105,62	105,61	105,58

La Fig. 2 représente la température de l'air le long de l'échangeur à l'intérieur de la cheminée pour différentes zones climatiques, où la zone B regroupe d'une part les différentes régions du nord Tellien et les hautes plaines de l'intérieur. D'autre part, la zone C comprend les différentes régions du nord Sahara et reliant la Saoura jusqu'a in amenas, Illizi et Bord Badji Mokhtar. Pour les zones B et C, les températures de l'air s'élèvent de l'ordre de 102.63°C et 98.04°C respectivement lorsqu'il s'écoule d'avantage dans l'échangeur.

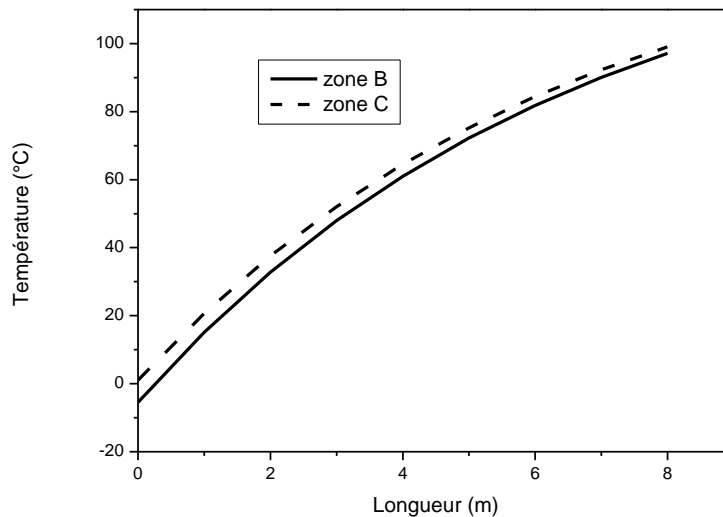


Figure 2. Variation de température de l'air pour différentes zones climatiques.

Les figures 3a, 3b, 3c, 3d, 3e montrent la variation de température de l'air en écoulement à l'intérieur de la cheminée pour différentes vitesses d'écoulement de l'air de 0.025 m/s, 0.05 m/s, 1 m/s, 1.5 m/s et 2m/s successivement. L'air pénètre dans le tuyau à une température inférieure à la température de la cheminée thermique étudiée pour se réchauffer au cours de son trajet à l'intérieur de l'échangeur.

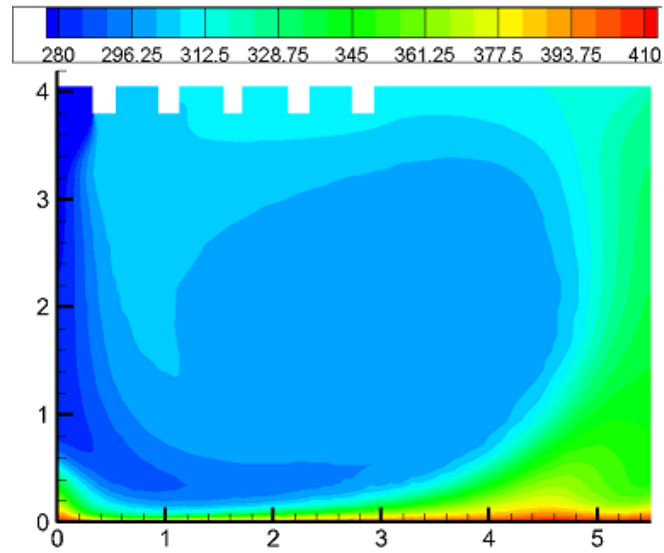


Figure 3 a. Variation de la température de l'air pour une vitesse de 0,025 m/s.

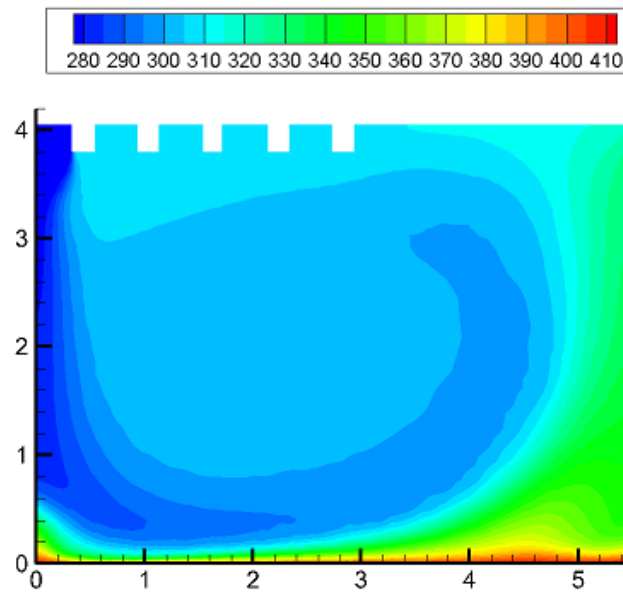


Figure 3 b. Variation de la température de l'air pour une vitesse de 0,05 m/s.

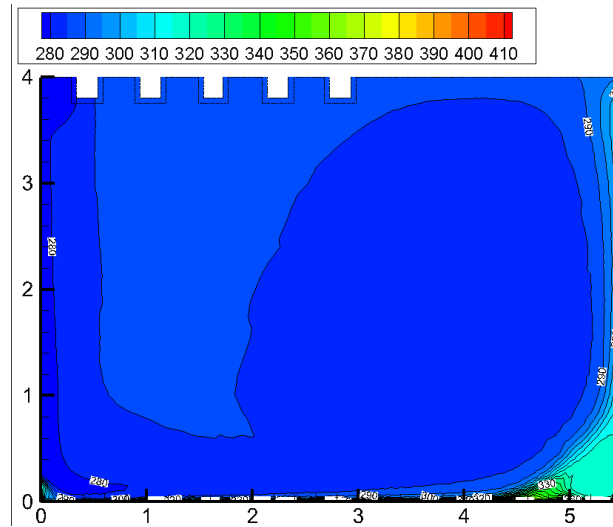


Figure 3 c. Variation de la température de l'air pour une vitesse de 1 m/s.

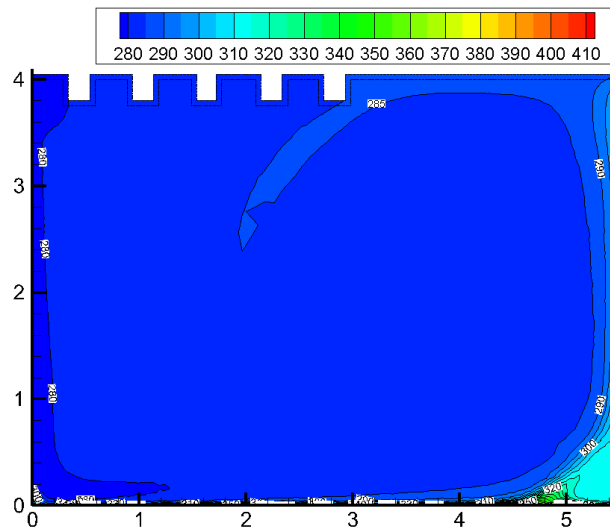


Figure 3 d. Variation de la température de l'air pour une vitesse de 1.5 m/s.

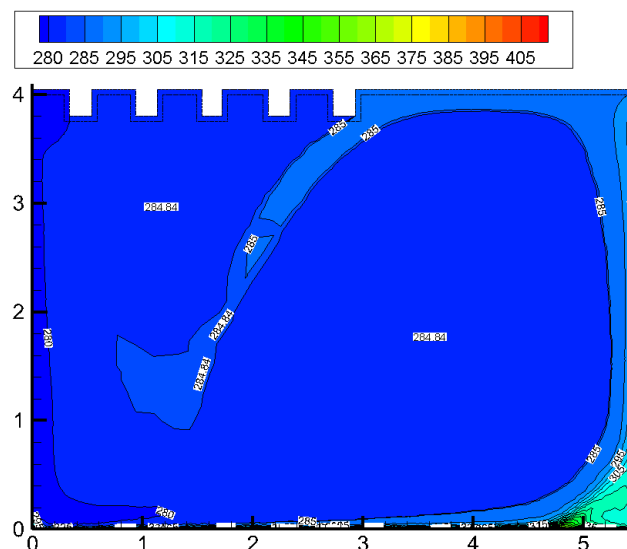


Figure 3 e. Variation de la température de l'air pour une vitesse de 2 m/s.

La figure 4 illustre la puissance de chauffage nécessaire pour les zones B et C. La zone B consomme plus d'énergie pour le chauffage par rapport à la zone C (regroupe les régions du nord Sahara et reliant la Saoura jusqu'a in amenas, Illizi et Bord Badji Mokhtar), cela est dû aux températures ambiantes faibles dans zone B qui comporte les régions suivantes : nord Tellien et les hautes plaines de l'intérieur. En utilisant la technique de récupération des chaleurs perdues, on peut économiser jusqu'à 17 KW de puissance de chauffage sans utiliser les énergies fossiles, donc cette technique reste fiable et peut être la généraliser.

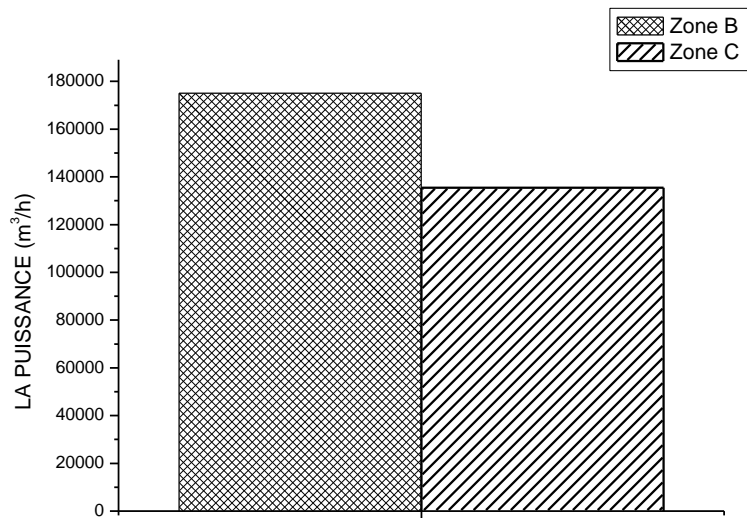


Figure 4. Les puissances de chauffage dans les zone B et C.

Conclusion générale

Cette étude constitue une contribution à l'étude de l'exploitation des chaleurs perdues des cheminées industrielles dans le chauffage d'un bâtiment industriel.

Dans ce travail nous avons traité :

Tout d'abord une culture générale sur les différentes techniques de réchauffement passives. Ensuite, nous avons développé un modèle mathématique analytique basé sur le principe de bilan d'énergie, ainsi qu'une simulation numérique en utilisant le logiciel ANSYS ont été présentés. La Documentation Technique Réglementaire de l'Algérie « DTR » permet de quantifier les déperditions des énergies nécessaires au chauffage du bâtiment industriel. Enfin le dernier chapitre était consacré pour la présentation et l'interprétation des résultats obtenus.

De l'analyse des résultats obtenus, il en résulte les points suivants :

- Le matériau utilisé dans la construction de l'échangeur n'affecte pas la performance thermique, donc le choix du matériau est basé exclusivement sur un matériau non nocif, résistant la haute température et le moins cher disponible dans le marché.
- Cette technique peut économiser jusqu'à 175 KW de puissance nécessaire au chauffage.

Référence bibliographique

1. Mebarki, B., et al., *Etude d'un système de climatisation intégrant un puits canadien dans les zones arides, cas de Béchar*. Revue des Energies Renouvelables, 2012. **15**(3): p. 465-478.
2. *energia solaire*. 11.03.2022; Available from: <https://www.cea.fr/comprendre/Pages/energies/renouvelables/essentiel-sur-energie-solaire.aspx>.
3. sliman, G. *cpature solaire*. 11.03.2022; Available from: https://www.researchgate.net/profile/Gabsi-Slimane/publication/228774250_Outil_de_planification_de_la_production_thermique_des_capteurs_solaires/links/0deec51547264ab2bc000000/Outil-de-planification-de-la-production-thermique-des-capteurs-solaires.pdf.
4. *solaie thermique*. 11.03.2022; Available from: https://www.hoval.ch/fr_CH/Solaire-thermique:-utiliser-la-chaaleur-fournie-par-l%E2%80%99%C3%A9nergie-du-soleil/solarthermie-sonnenenergie-fuer-waerme-nutzen.
5. *panneaux solaires photovoltaïques*. 12.03.2022; Available from: <https://www.chimix.com/an15/bac15/sti2d5.html>
6. *diff energie* 12.03.2022; Available from: <https://trustmyscience.com/differences-energie-solaire-photovoltaïque-et-thermique>.
7. razika, K. 12.03.2022; Available from: https://www.researchgate.net/profile/Kharchi-Razika/publication/267551951_Contribution_de_l'Energie_Solaire_dans_le_Chauffage_du_Habitat_par_le_Plancher/links/5459e69e0cf26d5090ad29fc/Contribution-de-l'Energie-Solaire-dans-le-Chauffage-de-l-Habitat-par-le-Plancher.pdf.
8. 10.03.2022; Available from: <https://www.lamaisonsaintgobain.fr/guides-travaux/renovation-energetique-habitat-durable/utiliser-l-energie-solaire-chez-soi>
9. *histoire*. 13.03.2022; Available from: <https://www.choisir.com/energie/articles/104525/pour-se-chauffer-le-mur-trombe>.
10. cherier, m. 13.03.2022; Available from: https://www.researchgate.net/profile/Tayeb-Benouaz/publication/257494001_MK_Cherier_T_Benouaz_SMA_Bekkouche_et_M_Hamdani_Etude_des_Performances_Thermiques_d'un_Mur_Trombe_15emes_Journees_Internationales_de_Thermique_Tlemcen_les_24_25_et_26_Septembre_2011/links/0f31752dd33895e9cb000000/MK-Cherier-T-Benouaz-SMA-Bekkouche-et-M-Hamdani-Etude-des-Performances-Thermiques-dun-Mur-Trombe-15emes-Journees-Internationales-de-Thermique-Tlemcen-les-24-25-et-26-Septembre-2011.pdf
11. *mur tromb*. 13.03.2022; Available from: <http://archinat.canalblog.com/archives/2015/06/27/32277679.html>.
12. m, a. 13.03.2022; Available from: <https://www.totalenergies.fr/particuliers/parlons-energie/dossiers-energie/chauffage-et-climatisation/tout-savoir-sur-le-mur-trombe>.
13. *Décrire le principe du mur Trombe en anglais* 13.03.2022; Available from: <https://eduscol.education.fr/sti/sites/eduscol.education.fr.sti/files/ressources/pedagogiques/13207/13207-dt-01-etlv-mur-trombe-prof.pdf>.
14. 13.03.2022; Available from: https://www.researchgate.net/figure/Schema-du-principe-mur-trombe-25_fig25_285322379
15. *capt*. 12.03.2022; Available from: <https://www.climamaison.com/lexique/capteur-solaire.htm>
16. 12.03.2022; Available from: https://www.researchgate.net/profile/Farid-Bagui/publication/228591298_Etude_transitoire_du_systeme_solaire_thermique/links/02e7e529c6e8768c45000000/Etude-transitoire-du-systeme-solaire-thermique.pdf.
17. *capt*. 13.03.2022; Available from: <https://www.guidebatimentdurable.brussels/chauffe-eau-solaire/types-capteurs-solaires-thermiques>.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUE

18. 14.03.2022; Available from: <https://ma-solution-chauffage.viessmann.fr/blog-expert/choisir-chauffage/les-6-avantages-des-panneaux-solaires-thermiques>.
19. *A Review of solar Chimney Power Generation Technology*. 06.06.2022; Available from: <https://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.674.5102&rep=rep1&type=pdf>.
20. 06.06.2022; Available from: <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-02259912/document>.
21. 05.06.2022; Available from: <https://www.lavise.fr/fiches/98282.html>
22. 04.06.2022; Available from: https://energyeducation.ca/Encyclopedie_Energie/index.php/Chemin%C3%A9e_solaire#cite_note-RE1-2.
23. 01.06.2022; Available from: https://www.researchgate.net/figure/Le-principe-des-cheminees-solaires_fig5_268075238
24. 29.05.2022; Available from: <http://tpetoursolaire.eklablog.com/avantages-et-inconvenients-c539779>.
25. Jaber, S. and S. Ajib, *Optimum design of Trombe wall system in mediterranean region*. Solar Energy, 2011. **85**(9): p. 1891-1898.
26. Hu, Z., et al., *A review on the application of Trombe wall system in buildings*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017. **70**: p. 976-987.
27. Abbassi, F., N. Dimassi, and L. Dehmani, *Energetic study of a Trombe wall system under different Tunisian building configurations*. Energy and Buildings, 2014. **80**: p. 302-308.
28. Bellos, E., et al., *An innovative Trombe wall as a passive heating system for a building in Athens—A comparison with the conventional Trombe wall and the insulated wall*. Energy and Buildings, 2016. **133**: p. 754-769.
29. Van Nguyen, T., Y.Q. Nguyen, and T.N. Huynh. *A Solar Chimney for Natural Ventilation of a Three – Story Building*. in *Modern Mechanics and Applications*. 2022. Singapore: Springer Singapore.
30. Serageldin, A.A., A.K. Abdelrahman, and S. Ookawara, *Parametric study and optimization of a solar chimney passive ventilation system coupled with an earth-to-air heat exchanger*. Sustainable Energy Technologies and Assessments, 2018. **30**: p. 263-278.
31. Nguyen, Y.Q. and J.C. Wells, *A numerical study on induced flowrate and thermal efficiency of a solar chimney with horizontal absorber surface for ventilation of buildings*. Journal of Building Engineering, 2020. **28**: p. 101050.
32. Nguyen, Y.Q. and V.T. Nguyen, *Effects of heated cavities below and above the air channel on the performance of a solar chimney for natural heating*. AIP Conference Proceedings, 2021. **2406**(1): p. 020026.
33. Liu, B., X. Zhang, and J. Ji, *Review on solar collector systems integrated with phase-change material thermal storage technology and their residential applications*. International Journal of Energy Research, 2021. **45**(6): p. 8347-8369.
34. Georgiou, L., et al., *Numerical simulation data of building integrated solar thermal collectors under diverse conditions*. Data in Brief, 2021. **39**: p. 107470.
35. Villasmil, W., et al., *Control strategies of solar heating systems coupled with seasonal thermal energy storage in self-sufficient buildings*. Journal of Energy Storage, 2021. **42**: p. 103069.
36. Hu, Z., et al., *Performance study of a dual-function roof solar collector for Chinese traditional buildings application*. Applied Thermal Engineering, 2018. **128**: p. 179-188.
37. Barakat, S., et al., *Enhancement of gas turbine power output using earth to air heat exchanger (EAHE) cooling system*. Energy Conversion and Management, 2016. **111**: p. 137-146.
38. de Jesus Freire, A., et al., *Compact buried pipes system analysis for indoor air conditioning*. Applied Thermal Engineering, 2013. **51**(1): p. 1124-1134.
39. Al-Ajmi, F., D.L. Loveday, and V.I. Hanby, *The cooling potential of earth–air heat exchangers for domestic buildings in a desert climate*. Building and Environment, 2006. **41**(3): p. 235-244.
40. *google maps*. 12.06.2022; Available from: <https://maps.app.goo.gl/jFcv3RdXPYXEoBH8>.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUE

41. *DOCUMENT TECHNIQUE REGLEMENTAIRE RÉGLEMENTATION THERMIQUE DU BÂTIMENT* 28.05.2022.

Résumé

L'étude présentée dans ce projet de fin d'étude concerne le chauffage des locaux industriels par l'exploitation des chaleurs perdues des cheminées industrielles. L'objectif principal réside en la détermination du profil de la température de l'air à l'intérieur de l'échangeur par deux voies ; modélisation analytique en se basant sur le principe des bilans énergétiques et simulation numérique par le logiciel ANSYS. Ensuite, en utilisant la Documentation Technique Réglementaire de l'Algérie (DTR), les déperditions totales en termes de débit et puissance nécessaire au chauffage du bâtiment industriel sont déterminées. De cette étude, il est noté que le matériau utilisé dans la conception de l'échangeur n'affecte pas la performance thermique du système, donc le choix du matériau est basé exclusivement sur un matériau non nocif, résistant la haute température et le moins cher disponible dans le marché. Cette technique peut économiser jusqu'à 175 KW de puissance nécessaire au chauffage.

Mots clés : chaleurs perdues, cheminée industrielle, Documentation Technique Réglementaire (DTR).

Abstract

The study presented in this end-of-study project concerns the heating of industrial premises by exploiting waste heat from industrial chimneys. The main objective lies in the determination of the profile of the air temperature inside the exchanger by two voices; analytical modeling based on the principle of energy balances and numerical simulation using ANSYS software. Then, using the Regulatory Technical Documentation of Algeria (DTR), the total losses in terms of flow and power necessary for heating the industrial building are determined. From this study, it is noted that the material used in the design of the exchanger does not affect the thermal performance of the system; therefore the choice of material is based exclusively on a material that is not harmful, resistant to high temperature and the least expensive. Available in the market. This technique can save up to 175 KW of power need for heating.

Keywords: waste heat, industrial chimney, Regulatory Technical Documentation (DTR).

الملخص

تتعلق الدراسة المقدمة في مشروع نهاية الدراسة بتدفئة المباني الصناعية من خلال استغلال الحرارة الضائعة من المداخل الصناعية. يكمن الهدف الرئيسي في تحديد ملف تعريف درجة حرارة الهواء داخل المبادل بواسطة اتجاهين؛ النمذجة التحليلية على أساس مبدأ موازين الطاقة والمحاكاة العددية باستخدام برنامج ANSYS. بعد ذلك ، باستخدام التوثيق الفني التنظيمي للجزائر (DTR) ، يتم تحديد إجمالي الخسائر من حيث التدفق والطاقة اللازمة لتدفئة المبنى الصناعي. من هذه الدراسة يُلاحظ أن المادة المستخدمة في تصميم المبادل لا تؤثر على الأداء الحراري للنظام ، لذلك فإن اختيار المادة يعتمد حصرياً على مادة غير ضارة ومقاومة للحرارة العالية وأقلها تكلفة للثمن من التي تتوفر في السوق. يمكن أن توفر هذه التقنية ما يصل إلى 175 كيلو واط من الطاقة اللازمة للتدفئة.

الكلمات المفتاحية: الحرارة المهدرة ، مدخنة صناعية ، التوثيق الفني التنظيمي (DTR).