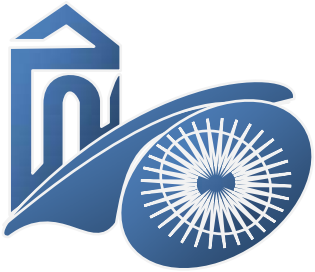
République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Dr. YAHIA Fares de Médea
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie de la Matière
Spécialité Génie Mécanique

MÉMOIRE DE MASTER

Option : Énergétique et Thermique des Systèmes

THÈME :

Etude de l'effet de la géométrie des trous de brique sur le transfert thermique à travers des blocs commercialisés

Proposé et dirigé par :
Dr. BENCHIKOU Mohamed

Présenté par :
BOUZINA Seyfeddine

Co- Encadré par :
Dr. ALLICHE Mounir

Promotion 2014-2015

DÉDICACES

Je dédie ce travail :

À mes chers parents, mes frères et sœurs : Hotheyfa , khalida et Habiba.

À mes chères amis(e) : Bouzid (da-mouhe), Tahar, Smail,Yassine, Fateh, Alilou, Merzak, Nassim, Hamida.

À mes enseignants.

À tous mes collègues.

À tout qui connaitre Seyfeddine.

BOUZINA Seyfeddine

Remerciements

Tout d'abord, louange à **Allah** qui m'a guidé sur le droit chemin tout au long du travail et m'a inspiré les bons pas et les justes reflexes. Sans sa Miséricorde, ce travail n'aura pas abouti.

Au terme de ce travail, je tiens à exprimer toute ma reconnaissance et remerciements à mon promoteur monsieur le Dr. BENCHIKOU Mohamed, qu'il a fait preuve d'une grande patience et a été un grand apport pour la réalisation de ce travail. Ses conseils, ces orientations ainsi que son soutien moral et scientifique m'ont permis de mener à terme ce projet.

Je tiens à remercier particulièrement Dr. ALLICHE Mounir, mon Co-encadreur pour ses conseils, son assistance, son suivi et son soutient.

On souhaite également remercier les membres du jury qui ont bien voulu consacrer une partie de leur temps à notre mémoire.

Merci à tous ceux qui, à un moment ou un autre, nous ont apporté leur savoir-faire, en particulier Mr.LAOUCHE Nassim et Mr.REBHI Ridha.

Résumé :

Dans ce travail, on étudie numériquement et expérimentalement le transfert de chaleur à travers deux configurations de bloc utilisé en construction, l'une de section rectangulaire et l'autre arrondie. Le but recherché est celui de montrer l'effet de la forme des alvéoles du bloc sur le transfert de chaleur. Il est montré que la forme arrondie contribue à la diminution des pertes thermiques à travers le bloc avec cette configuration.

Mots clés : Transfert de chaleur ; Configuration ; Bloc ; Mesure de température ; Conduction.

Abstract :

In this work, a numerical and an experimental studies of the heat transfer through two configurations of block used in construction, the first has a rectangular section and the other a curved one. The goal is that to show the effect of the shape of the cells of the block on the heat transfer. It is shown that the curved form contributes to the reduction in the thermal losses through the block in the second configuration.

Keywords: Heat transfer ; Configuration ; Block ; Temperature measure; Conduction.

ملخص:

في هذا العمل، قمنا بدراسة عددية وتجريبية لانتقال الحرارة عبر نمطان لكتلة بناء، الأول مستطيل الشكل والثاني مستدير. الهدف من ذلك هو إظهار تأثير شكل خلايا كتلة البناء على انتقال الحرارة. تبين من خلال هذه الدراسة أن الشكل المستدير يساعد على الحد من ضياع الحرارة عبر كتلة البناء ذي الشكل المستدير.

الكلمات المفتاحية: انتقال الحرارة – شكل – كتلة بناء -قياس درجة الحرارة – ناقلية.

Liste des tables :

Tableau III.1:	les caractéristiques géométriques de chaque configuration……..
Tableau III.2:	les Propriétés thermique de chaque configuration……
Tableau III.3:	Comparaisons entre les deux configurations…….
Tableau IV.1 :	Points de mesure……

Liste des figures :

Figure I.1 : Conduction dans une couche élémentaire de mur plan	
Figure I.2 : Bilan thermique élémentaire sur un mur simple	
Figure I.3 : Schéma électrique équivalent d'un mur simple	
Figure I.4 : Schématisation des flux et des températures dans un mur multicouche	
Figure I.5 : Schéma électrique équivalent d'un mur multicouche	
Figure I.6 : Schématisation d'un mur composite	
Figure I.7 : Schéma électrique équivalent du mur composite	
Figure I.8 : transfert par convection	
Figure I.9 : le régime d'écoulement laminaire	
Figure I.10 : le régime d'écoulement turbulent	
Figure I.11 : profil des vitesses dans un écoulement	
Figure I.12 : Facteurs de forme de deux surfaces rectangulaires et parallèles dimensions	**56**
Figure I.13 : Facteurs de forme de surfaces rectangulaires	
Figure I.14: Schéma de la Cavité partitionnée étudiée	
Figure I.15: Schéma de la brique creuse étudiée	
Figure I.17 : Représentation schématique des parpaings étudiés	
Figure II.1 : Représentation schématique des deux configurations étudiées.	
Figure II.2: Vue de dessus de la coupe A-A' de chaque configuration	
Figure II.3: Zone alvéolaire et ses deux motifs élémentaires	
Figure II.4: Motif alvéolaire de résistance $R_{alv.}$.	
Figure II.5:langueur des cloisons intérieure et extérieure	
Figure II.6: Zone alvéolaire et ses deux motifs élémentaires	
Figure II.7: Motif alvéolaire de résistance R'_{alv}	
Figure II.8: Algorithme de calcul	
Figure III.1 : les moules en bois de chaque configuration	
Figure III.2 : les deux configurations en plâtre	
Figure III.3 : les deux résistances	
Figure III.4 : les thermocouples	
Figure III.5 : thermomètre enregistreur	
Figure III.6 : Dispositif expérimentale	
Figure III.7 : Essai 1- Évolution de la température pour une tension 220V.	

Liste des figures

Figure III.8 : Essai 2-Évolution de la température pour une tension 220V	
Figure III.9 : Transformateur utilisé.	
Figure III.10 : Essai 1-Évolution de la température pour une tension 100V.	
Figure III.11 : Essai 2-Évolution de la température pour une tension 100V.	

Nomenclature

Symbole	***Désignation***	***Unité***
C_p	Chaleur spécifique du fluide	[J .k .g^{-1}.K^{-1})]
C_x	Nombre des cloisons transversales	[-]
e_1	L'épaisseur des parois extérieures verticales	[m]
e_2	L'épaisseur des parois extérieures horizontales et les cloisons intérieures	[m]
F_{ij}	Facteur de forme entre les surfaces S_i et S_j	[-]
H_p	La hauteur	[m]
h_{cv}	Coefficient de transfert de chaleur par convection	[W m^{-2} K^{-1}]
L	Dimension caractéristique de la surface d'échange	[m]
L_p	Profondeur	[m]
Nu	Le nombre de Nusselt caractérise l'échange thermique entre le fluide et la paroi.	[-]
Pr	Le nombre de Prandtl caractérise les propriétés thermiques du fluide	[-]
Φ_{cd}	Flux de chaleur transmis par conduction	[W]
Φ_{cv}	Flux de chaleur transmis par convection	[W]
Φ_{ij}	Flux de rayonnement à grande longueur d'onde entre les surfaces S_i et S_j	[W]
r	Le rayon des deux arcs	[m]
Re	Le nombre de Reynolds caractérise le régime d'écoulement du fluide.	[-]
S	Aire de la surface de contact solide/fluide	[m^2]
T	Température de la surface	[K]
T_P	Température de la surface du solide	[K]
T_∞	Température du fluide loin de la surface du solide	[K]
U_m	Vitesse moyenne du fluide	[m s^{-1}]
W_p	La largeur	[m]
x	Variable d'espace dans la direction du flux	[m]

Symboles grecs		
α ,β	L'angle des deux arcs	[rad]
λ	Conductivité thermique du milieu	[W m^{-1} K^{-1}]
ρ	Masse volumique du fluide	[k .g $.m^{-3}$]
μ	Viscosité dynamique du fluide	[P a · s]
λ	: Conductivité thermique du fluide	[W $.m^{-1}.K^{-1}$]
α	Coefficient d'absorption	[-]
ε	Coefficient d'émission	[-]
ρ	Coefficient de réflexion	[-]
σ	Constante de Stéfan-Boltzmann	[-]
τ	la période de l'excitation	[s]
Indices		
alv	Alvéolaire	
C	Chaud	
cd	Conduction	
cl	Cloison	
F	Froid	
i, j	Surfaces	
P	Parpaing	

Sommaire :

Dédicace I
Remerciement II
Résumé III
Nomenclature IV
Liste des figures V
Liste des tableaux VI
Sommaire VII

Introduction générale 1

Chapitre I : Généralités sur le transfert thermique et étude bibliographique
I.1 Introduction : 2
I.2 Modes de Transferts Thermique 2
I.2.1 Conduction 2
I.2.2 Convection 7
I.2.3 Transfert par rayonnement 12
I.3 Revue bibliographique 16
I.4 Objectifs 19

Chapitre II : Modélisation des transferts thermiques des deux configurations
II.1 Introduction 20
II.2 Géométrie et modélisation de chaque configuration tridimensionnelle 20
II.2.1 La 1ère configuration 21
II.2.2 La 2eme configuration 25
II.3 Algorithme du calcul de la résistance totale et le flux thermique 29
II.4 Application numérique et comparaison pour les deux configurations à dimensions réelles 29
II.4.1 Caractéristiques géométriques 29
II.4.2 Caractéristiques thermiques 30
II.4.3 La résistance thermique et le flux total 30
II.5. Conclusion 31

Chapitre III : Etude expérimentale du transfert thermique à travers les deux configurations de bloc
III.1 Introduction 32
III.2 Conception du moule 32
III.3 Remplissage des deux moules 32
III.4 Description du banc d'essai 33
III.4.1 Chauffage 33
III.4.2.Appareil de mesure 34
III.5 Le montage du dispositif expérimental 35
III.6 Résultats expérimentaux 36

III.7 Conclusion 40

Conclusion Générale 41

Références bibliographique

Introduction générale:

À l'échelle planétaire, le secteur du bâtiment représente de 30 à 40 % de la consommation totale d'énergie et une forte part des impacts environnementaux d'origine anthropique. De ce fait, il présente un fort potentiel d'amélioration à la fois sur les plans énergétiques et environnementaux. Pour répondre à ces défis énergétiques et environnementaux, plusieurs éléments de solution peuvent être mis en œuvre de manière complémentaire. Des solutions, appliquées au bâtiment, amènent à travailler simultanément sur la consommation du bâtiment, sa structure et ses divers équipements, dès la phase de conception [1].

L'étude des transferts thermiques dans les structures alvéolaires a suscité un grand intérêt ces dernières années. Ceci est dicté par leur utilisation dans plusieurs domaines, en particulier, dans les enveloppes des bâtiments où les parois alvéolaires permettent d'assurer un niveau de confort thermique acceptable d'une manière naturelle ou avec une consommation énergétique réduite. Cependant, l'estimation des transferts thermiques à travers de telles structures pose des problèmes de modélisation lors de la simulation du comportement thermique des bâtiments. Pour cela, nous considérons deux configurations avec des parois alvéolaires, l'une de section rectangulaire et l'autre de section arrondie

L'objectif primordial dans ce projet est de faire une comparaison thermique entre deux configurations avec des parois alvéolaires des sections rectangulaires et l'autre de section arrondie. On veut démonter aussi par une étude expérimentale que le transfert de chaleur de chaque configuration peut diminuer entre le milieu intérieur et celui de l'extérieur.

Pour ce faire, on a organisé le travail de la manière suivante :

- Dans le premier chapitre on présente une généralité sur le transfert thermique et étude bibliographique
- Le deuxième chapitre présente une modélisation du transfert de chaleur dans chaque configuration.
- Le troisième chapitre explique les étapes de réalisation des deux blocs selon les deux configurations. On présente aussi dans ce chapitre les résultats expérimentaux propre à chacune des formes.
- A la fin, une conclusion générale résume les principaux résultats obtenus.

I.1 Introduction :

Le thermique est l'étude de la chaleur et de la température. Cette science étudie comment la chaleur peut s'échanger entre des corps solides, liquides ou gazeux et comment un corps peut accroître ou diminuer sa température. Elle se propose de décrire quantitativement (dans l'espace et dans le temps) l'évolution de la température, entre l'état d'équilibre initial et l'état d'équilibre final.

A travers ce chapitre on tente, en premier lieu à donner des rappels sur le transfert thermique qui sont en l'occurrence le bagage scientifique utile et nécessaire pour développer ces présentes études. Dans un second lieu, on expose une revue bibliographique du transfert thermique dans différentes formes de parois.

I.2 Modes de Transferts Thermiques :

Il est habituel dans l'étude des transferts thermiques, de distinguer trois grandes parties se rattachant chacune à un mode de transfert particulier de la chaleur. La conduction, la convection et le rayonnement. Chacun de ces modes étant lui même lié à un processus physique bien déterminé. En effet, comme l'énergie thermique d'un milieu matériel correspond à l'énergie cinétique de ses constituants fondamentaux ayant une certaine liberté de mouvement (molécules, atomes, électrons libres), ceux-ci pourront échanger tout ou une partie de leur énergie thermique, c'est-à-dire gagner ou perdre l'énergie cinétique:

- Soit par interaction directe avec les particules voisines (choc de molécules par exemple), ce qui correspond à la conduction.
- Soit par absorption ou émission de radiations électromagnétiques, ce qui correspond au rayonnement.

Enfin dans le cas d'un gaz ou d'un liquide, on considère également, mais cette fois à l'échelle macroscopique, comme un mode de transfert de chaleur appelé convection, les échanges résultants du déplacement des diverses parties d'un fluide à des températures différentes [2].

I.2.1 Conduction :

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température. La propagation de la chaleur par conduction

à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts: une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres [3].

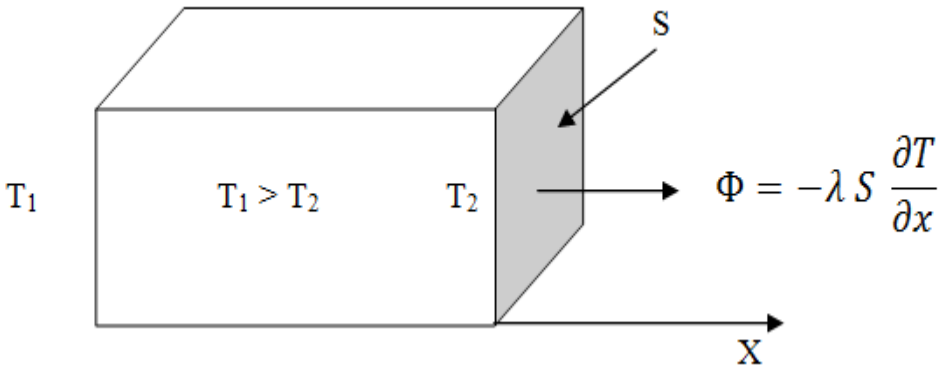


Figure I.1 : Conduction dans une couche élémentaire de mur plan.

La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier: le flux de chaleur est proportionnel au gradient de température :

$$\Phi_{cd} = -\lambda S \; grad\mathrm{T} \tag{I.1}$$

Ou sous forme algébrique :

$$\Phi_{cd} = -\lambda \, S \, \frac{\partial T}{\partial x} \tag{I.2}$$

Φ_{cd}: Flux de chaleur transmis par conduction (W).

λ : Conductivité thermique du milieu (W m^{-1} K^{-1}).

x: variable d'espace dans la direction du flux (m).

S: aire de la section de passage du flux de chaleur (m^{-2}).

- ***Résistance thermique :***
  - ***Mur simple :***

On considère un mur d'épaisseur e, de conductivité thermique λ et de grandes dimensions transversales dont les faces extrêmes sont à des températures T_1 et T_2 :

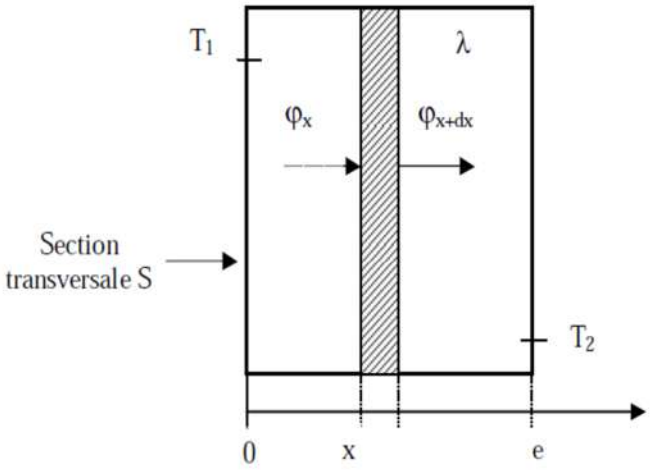


Figure I.2 : Bilan thermique élémentaire sur un mur simple.

En effectuant un bilan thermique sur le système (S) constitué par la tranche de mur comprise entre les abscisses x et x + dx, il vient :

$$\varphi_x = \varphi_{x+dx} \Rightarrow -\lambda \left(\frac{dT}{dx}\right)_x = -\lambda \left(\frac{dT}{dx}\right)_{x+dx}$$

D'où $$\frac{dT}{dx} = A \quad \text{et} \quad T(x) = Ax + B$$

Avec les conditions aux limites : T (x = 0) = T_1 et T (x = e) = T_2

D'où : $$T = T_1 - \frac{x}{e}(T_1 - T_2)$$

Le profil de température est donc linéaire. La densité de flux de chaleur traversant le mur s'en déduit par la relation :

$$\varphi = \frac{\lambda(T_1 - T_2)}{e} \qquad (I.3)$$

La relation (I.3) permet de calculer le flux :

$$\Phi = \frac{(T_1 - T_2)}{\frac{e}{\lambda S}} \qquad (I.4)$$

Cette relation est analogue à la loi d'Ohm en électricité qui définit l'intensité du courant comme le rapport de la différence de potentiel électrique sur la résistance électrique. La température apparaît ainsi comme un potentiel thermique et le terme $\frac{e}{\lambda S}$ apparaît comme la

résistance thermique d'un mur plan d'épaisseur e, de conductivité thermique λ et de surface latérale S. On se ramène donc au schéma équivalent représenté sur la (figure I.3).

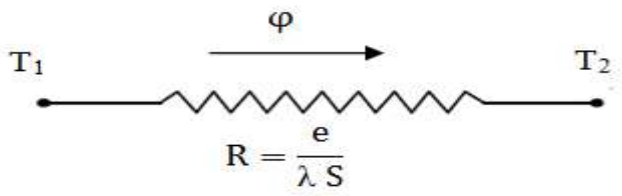


Figure I.3 : Schéma électrique équivalent d'un mur simple.

- ***Mur multicouches :***

On considère un mur constitué de plusieurs couches de matériaux différents (schématisé sur la figure I.4)

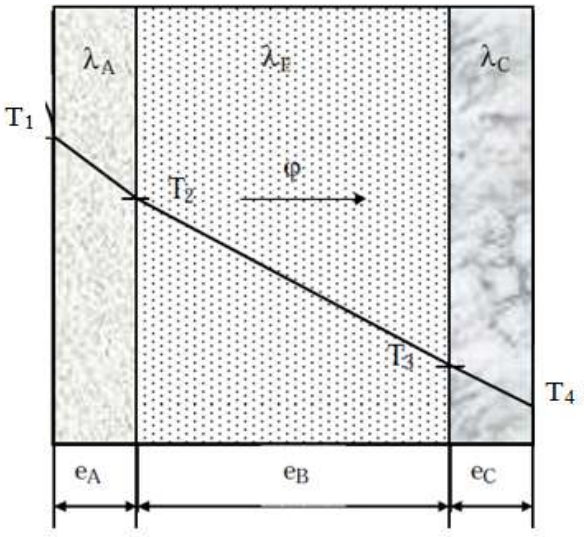


Figure I.4 : Schématisation des flux et des températures dans un mur multicouches

Le schéma électrique équivalent est représenté sur la (figure I.5)

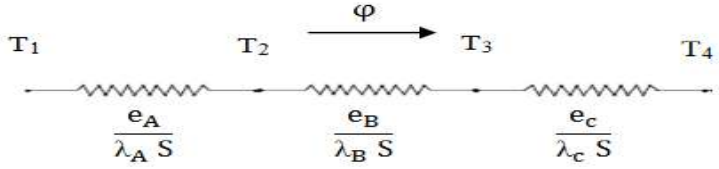


Figure I.5 : Schéma électrique équivalent d'un mur multicouche.

Les résistances thermiques s'expriment par:

$$R_i = \frac{e_i}{\lambda_i S_i} \quad (I.5)$$

Et la quantité de chaleur traversant le mur (Figure I.4) par:

$$\Phi = \frac{T_1 - T_4}{\sum R_i} \quad (I.6)$$

- ***Mur composite :***

C'est le cas le plus couramment rencontré dans la réalité où les parois ne sont pas homogènes. Considérons à titre d'exemple un mur de largeur L et de hauteur H= H_1 + H_2 + H_3 (schématisé sur la figure I.6) :

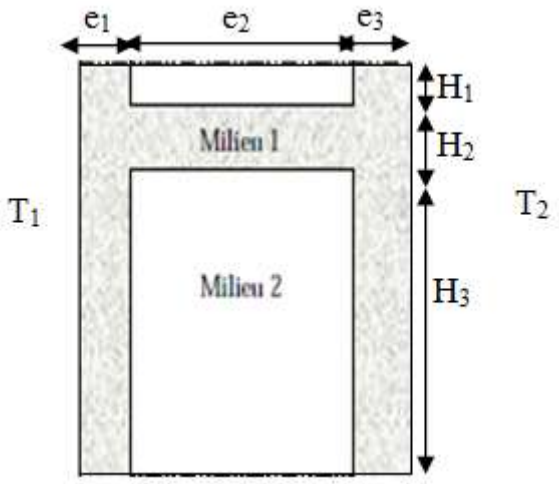


Figure I.6 : Schématisation d'un mur composite.

Ce qui peut être schématisé par le schéma électrique équivalent représenté sur la (figure I.7).

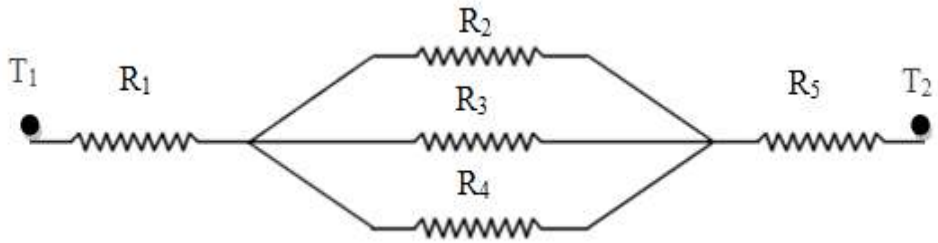


Figure I.7 : Schéma électrique équivalent du mur composite

La résistance thermique R équivalente s'expriment par:

$$R = R_1 + \frac{1}{\frac{1}{R_2}+\frac{1}{R_3}+\frac{1}{R_4}} + R_5 \quad (I.7)$$

Avec :

$$R_1 = \frac{e_1}{\lambda_1 HL} ; R_2 = \frac{e_2}{\lambda_2 H_1 L} ; R_3 = \frac{e_2}{\lambda_3 H_2 L} ; R_4 = \frac{e_2}{\lambda_2 H_3 L} ; R_5 = \frac{e_3}{\lambda_1 H_3 L}$$

Le flux de chaleur se conserve lors de la traversée du mur et s'écrit :

$$\Phi = \frac{T_2 - T_1}{R} \quad (I.8)$$

I.2.2 Convection :

La convection est un mode de transport d'énergie par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation de l'énergie et du mouvement du milieu. La convection est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz. Le transfert d'énergie par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure s'effectue en plusieurs étapes. D'abord la chaleur s'écoule par conduction de la surface aux molécules du fluide adjacentes. L'énergie ainsi transmise sert à augmenter la température et l'énergie interne de ces molécules du fluide.

Ensuite les molécules vont se mélanger avec d'autres molécules situées dans une région à basse température et transférer une partie de leur énergie. Dans ce cas, l'écoulement transporte le fluide et l'énergie. L'énergie est, à présent, emmagasinée dans les molécules du fluide et elle est transportée sous l'effet de leur mouvement [4].

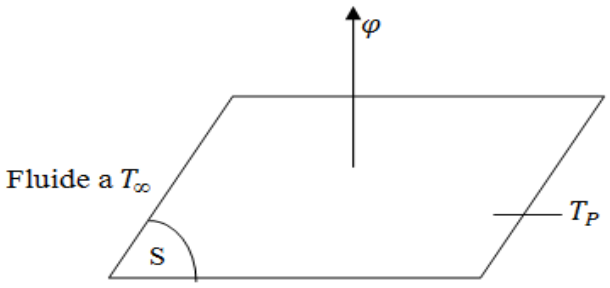


Figure I.8 : transfert par convection.

Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton :

$$\Phi_{cv} = h_{cv}(T_P - T_f) \quad \text{(I.9)}$$

Φ_{cv} : Flux de chaleur transmis par convection (W),

h_{cv} : Coefficient de transfert de chaleur par convection (W m^{-2} K^{-1}),

T_P : Température de la surface du solide (K),

T_∞ : Température du fluide loin de la surface du solide (K),

S: aire de la surface de contact solide/fluide (m^2).

La valeur du coefficient de transfert de chaleur par convection est fonction de la nature du fluide, de sa température, de sa vitesse et des caractéristiques géométriques de la surface de contact solide/fluide.

- ***Convection naturelle et convection forcée :***

Selon la nature du mécanisme qui provoque le mouvement du fluide on distingue:

- La convection libre ou naturelle: le fluide est mis en mouvement sous le seul effet des différences de masse volumique résultant des différences de températures sur les frontières et d'un champ de forces extérieures (la pesanteur).
- La convection forcée: le mouvement du fluide est induit par une cause indépendante des différences de température (pompe, ventilateur...etc.). L'étude du transfert de chaleur par convection permet de déterminer les échanges de chaleur se produisant entre un fluide et une paroi.

- ***Régimes d'écoulement :***

Compte tenu du lien entre le transfert de masse et le transfert de chaleur, il est nécessaire de considérer le régime d'écoulement.

Considérons à titre d'exemple l'écoulement d'un fluide dans une conduite :

- En régime laminaire, l'écoulement s'effectue par couches pratiquement indépendantes



Figure I.9 : le régime d'écoulement laminaire.

Entre deux filets fluides adjacents les échanges de chaleur s'effectuent donc :

Par conduction uniquement si l'on considère une direction normale aux filets fluides.

Par convection et conduction (négligeable) si l'on considère une direction non normale aux filets fluides.

- En régime turbulent, l'écoulement n'est pas unidirectionnel :

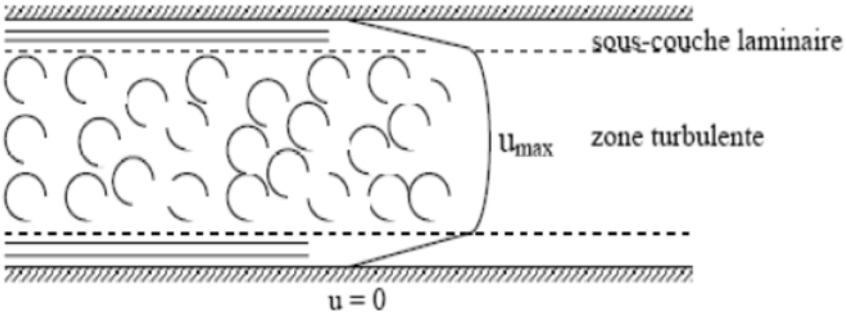


Figure I.10 : le régime d'écoulement turbulent.

L'échange de chaleur dans la zone turbulente s'effectue par convection et conduction dans toutes les directions. On vérifie que la conduction est généralement négligeable par rapport à la convection.

- ***Analogie de Reynolds :***

De même qu'au niveau moléculaire on explique la viscosité des gaz par la transmission des quantités de mouvement des molécules lors des chocs intermoléculaires. On explique la transmission de la chaleur par la transmission d'énergie cinétique lors de ces mêmes chocs.

Cette liaison intime des phénomènes de viscosité et de transfert de chaleur conduit à l'analogie de Reynolds: dans un écoulement fluide avec transfert de chaleur dans un tube, le profil des vitesses et le profil des températures sont liés par une relation de similitude:

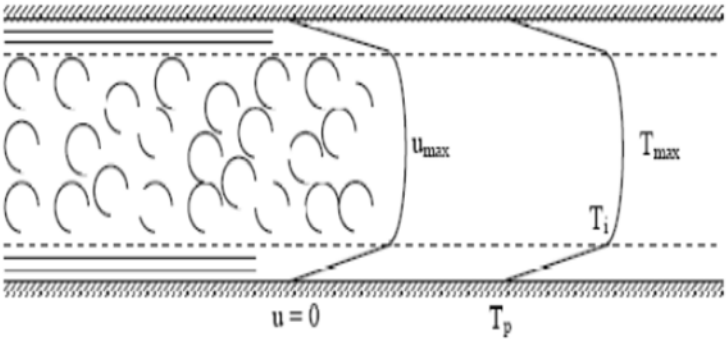


Figure I.11 : profil des vitesses dans un écoulement.

- ***Couches limites dynamiques et thermiques :***

Quelque soit le régime d'écoulement, il demeure une sous-couche laminaire (couche limite dynamique) dont l'épaisseur est d'autant plus réduite que le nombre de Reynolds est grand. L'épaisseur de cette couche limite varie en fonction de nombreux paramètres : nature du fluide, température, rugosité de la paroi, etc. L'analogie de Reynolds montre que le gradient thermique est particulièrement important au voisinage de la paroi, c'est à dire dans la sous-couche laminaire. Quelque soit le régime d'écoulement du fluide, on considère que la résistance thermique est entièrement située dans le film laminaire qui joue le rôle d'isolant thermique (couche limite thermique).

- ***Calcul du coefficient d'échange par convection :***

On exprime le flux thermique échangé par convection par:

$$\Phi_{cv} = h\, S\, (T_P - T_f) \qquad \text{(I.10)}$$

h : est appelée coefficient d'échange par convection (W m^{-2} K).

$(T_P - T_f)$: Différence de la température de la paroi et du fluide (K).

- En convection forcée, le coefficient d'échange h est indépendant de la différence de la température de la paroi et du fluide mais il dépend des grandeurs suivantes:

U_m : vitesse moyenne du fluide (m s^{-1}),

ρ : masse volumique du fluide (k .g $.m^{-3}$) ,

C_p : chaleur spécifique du fluide (J .k $.g^{-1}.K^{-1}$),

μ : viscosité dynamique du fluide (P a · s),

λ : Conductivité thermique du fluide (W $.m^{-1}.K^{-1}$),

L : dimension caractéristique de la surface d'échange (m).

A partir de ces grandeurs, on définit les nombres sans dimension suivants:

Nombre de Nusselt

$$\mathrm{N}u = \frac{h\,L}{\lambda} \tag{I.11}$$

Nombre de Reynolds

$$Re = \frac{\rho\,U_m\,L}{\mu} \tag{I.12}$$

Nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{\mu\,C_p}{\rho} \tag{I.13}$$

Les travaux expérimentaux étudiant le transfert de chaleur par convection dans une situation donnée fournissent leurs résultats sous forme de corrélations mathématiques pour les deux modes de convection (naturelle ou forcée).

$$Nu = f(Re, \mathrm{Pr}) \tag{I.14}$$

Re :le nombre de Reynolds caractérise le régime d'écoulement du fluide.

Si Re < 2000 l'écoulement est laminaire.

Si 2000 < Re < 3000 l'écoulement est intermédiaire.

Si Re > 3000 l'écoulement est turbulent.

Pr : le nombre de Prandtl caractérise les propriétés thermiques du fluide.

Nu : le nombre de Nusselt caractérise l'échange thermique entre le fluide et la paroi.

I.2.3 Transfert par rayonnement :

Les corps émettent de l'énergie par leur surface, sous forme d'un rayonnement d'ondes électromagnétiques, et ce d'autant plus que leur température est élevée. Inversement, soumis à un rayonnement, ils en absorbent une partie qui se transforme en chaleur [3].

Le rayonnement est un processus physique de transmission de la chaleur sans support matériel. Ainsi, entre deux corps, l'un chaud, l'autre froid, mis en vis-à-vis (même séparés par du vide), une transmission de chaleur s'effectue par rayonnement du corps chaud vers le corps froid : le corps chaud émet un flux Φ_1 et absorbe une partie du flux Φ_2 émis par le corps froid. Comme $\Phi_1 > \Phi_2$, le bilan du flux est tel que le corps chaud cède de l'énergie au corps froid. A l'inverse, le bilan du flux peut être retrouvé sur le corps froid qui émet moins d'énergie qu'il n'en absorbe.

On définit:

Coefficient d'absorption :

$$\alpha = \frac{flux\ absorbé}{flux\ incident} \tag{I.15}$$

Coefficient d'émission :

$$\varepsilon = \frac{flux\ émis}{flux\ incident} \tag{I.16}$$

Coefficient de réflexion :

$$\rho = \frac{flux\ réfléchi}{flux\ incident} \tag{I.17}$$

La conservation de l'énergie implique:

$$\alpha + \varepsilon + \rho = 1 \tag{I.18}$$

- ***Puissance échangée entre deux corps :***

Deux corps noirs, l'un chaud (température T_1), l'autre froid (température T_2), en vis-à-vis total (c'est à dire que tout le flux émis par l'un des corps est reçu par l'autre), le flux net échangé s'écrit:

$$\Phi = flux\ émis - flux\ absorbé = S\sigma(T_1^4 - T_2^4) \quad \text{(I.19)}$$

σ : constante de Stéfan-Boltzmann, $\sigma = 5,67.10^{-8}$ ($W.m^{-2}.k^{-4}$).

Si les deux corps ne sont pas en vis-à-vis total, le flux net échangé entre deux corps s'écrit:

$$\Phi = S_1 F_{12} \sigma(T_1^4 - T_2^4) \quad \text{(I.20)}$$

T : température de la surface (K),

F_{12} : facteur de forme entre les surfaces S_1 etS_2,

S : aire de la surface (m^2),

Φ : flux de rayonnement à grande longueur d'onde entre les surfaces S_1 et S_2 (W).

Où F_{12} est un nombre appelé facteur de forme qui fait intervenir la géométrie considérée et les émissivités des deux corps.

L'évaluation des facteurs de forme ou facteur d'angle, liés aux transferts de chaleur par rayonnement, entre deux surfaces. F_{ij} (Facteur de forme) est une quantité purement géométrique, qui ne dépend ni de la nature ni de la température des deux surfaces .On peut aussi interpréter F_{ij} comme étant la probabilité pour qu'un rayon issu de S_i soit intercepté par S_j .Pour plusieurs surfaces on définit le facteur de forme général entre deux surfaces S_i et S_j :

$$\Phi_{ij} = S_i\ F_{ij} \sigma\left(T_i^4 - T_j^4\right) = S_j\ F_{ji} \sigma(T_j^4 - T_i^4) \quad \text{(I.21)}$$

Φ_{ij} : flux de rayonnement à grande longueur d'onde entre les surfaces S_i et S_j. Si le coefficient d'émission ε du corps est différent du facteurF_{ij}, on peut admettre que:

$$F_{ij} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_i} - 1 + \frac{1}{F_{ij}} + \frac{S_i}{S_j}\left(\frac{1}{\varepsilon_i}\right) - 1} \quad \text{(I.22)}$$

Les échanges par rayonnement entre deux surfaces quelconques d'un habitat mettent en jeu deux facteurs différents [4].

- L'angle sous lequel chaque surface est vue par l'autre.
- Leurs caractéristiques d'émission et d'absorption.

- ***Facteur de forme géométrique, exemples simples :***

Le facteur de forme géométrique ne dépend que de la géométrie et de la disposition relative des surfaces S_i.

$$S_i F_{ij} = S_j F_{ji} \tag{I.23}$$

$$\sum_{j=1}^{j=n} F_{ij} = 1 \tag{I.24}$$

n : le nombre de surfaces entourées par la surface *i*.

Ces deux relations sont utiles pour la détermination des facteurs de formes de plusieurs surfaces.

Si les surfaces S_i et S_j sont planes, subséquemment elles ne peuvent pas rayonner vers elles mêmes puisqu'elles ne sont pas convexes [5].

- ***Facteur de forme entre deux surfaces rectangulaires (ou carrées) planes et parallèles :***

Facteur de forme entre deux surfaces rectangulaires (ou carrées) planes et parallèles, centrées et de mêmes dimensions. x = x'=y = y' : rectangles de mêmes dimensions [5].

$$F_{12} = \frac{1}{2\pi x^2}[F(2x, 2x) - F(2x, 0) - F(0,2x) \tag{I.25}$$

Nous avons représenté sur la figure (I.12) quelques courbes donnant les facteurs de forme de deux surfaces rectangulaires égales parallèles et opposées représentatives de la formule (I.25) [5].

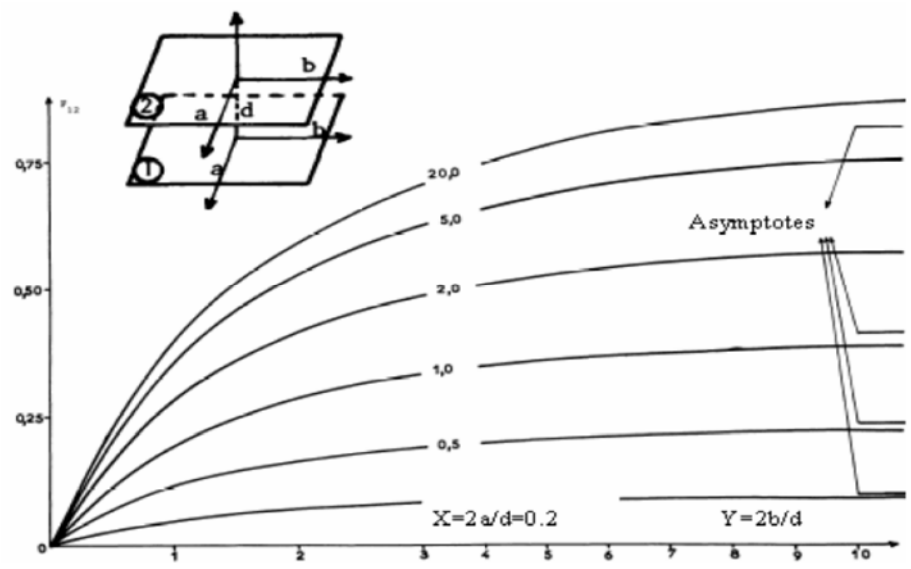


Figure I.12 : Facteurs de forme de deux surfaces rectangulaires et parallèles de mêmes dimensions. [5]

- ***Facteur de forme entre deux surfaces adjacentes perpendiculaires :***

Le facteur de forme de 1 vers 2 est calculé à partir de la figure suivante :

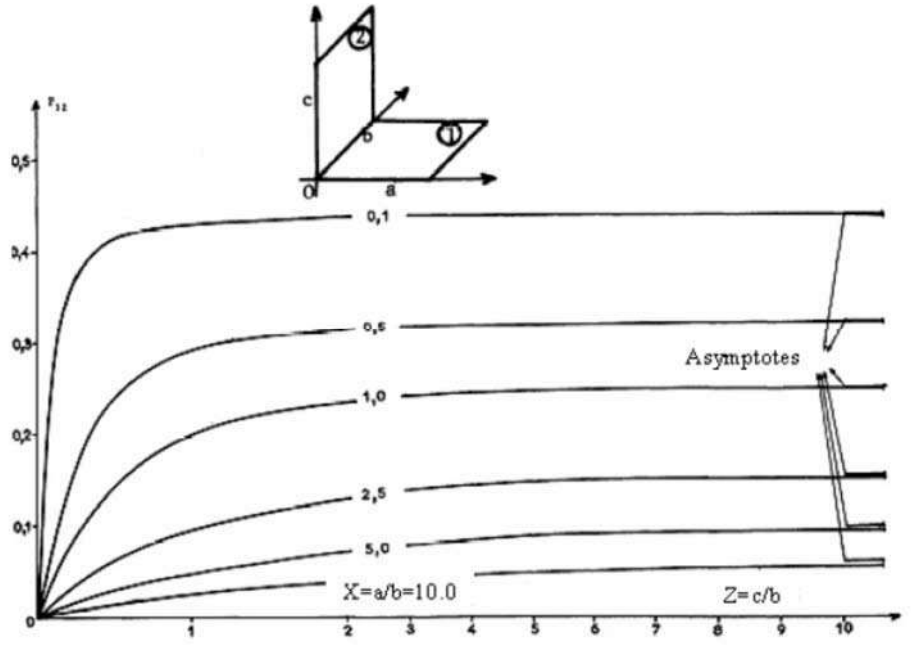


Figure I.13 : Facteurs de forme de surfaces rectangulaires. [5]

I.3 Revue bibliographique :

Ce travail s'intéresse au choix de la configuration des parois alvéolaires qui devraient avoir une influence sur le transfert thermique entre deux milieux : intérieur et extérieur à travers ces derniers en examinant des formes différentes des alvéolaires.

Durant les dernières décennies, un nombre important de travaux scientifiques traitant le transfert thermique sur différentes formes des parois ont été publiés.

Parmi ces études, on cite les suivantes :

- ***Travaux de Didier GOSSARD [6] :***

L'objectif de cette étude est de mesurer l'impact de l'optimisation des parois extérieures sur la performance énergétique des bâtiments.

A l'échelle de l'élément, Didier GOSSARD élaboré un modèle de transferts thermiques permettant de résoudre les transferts thermiques en régime permanent et instationnaire au sein d'une cavité partitionnée tridimensionnelle. Après validation expérimentale, une étude paramétrique été menée afin de mettre en évidence les paramètres influents des transferts thermiques.

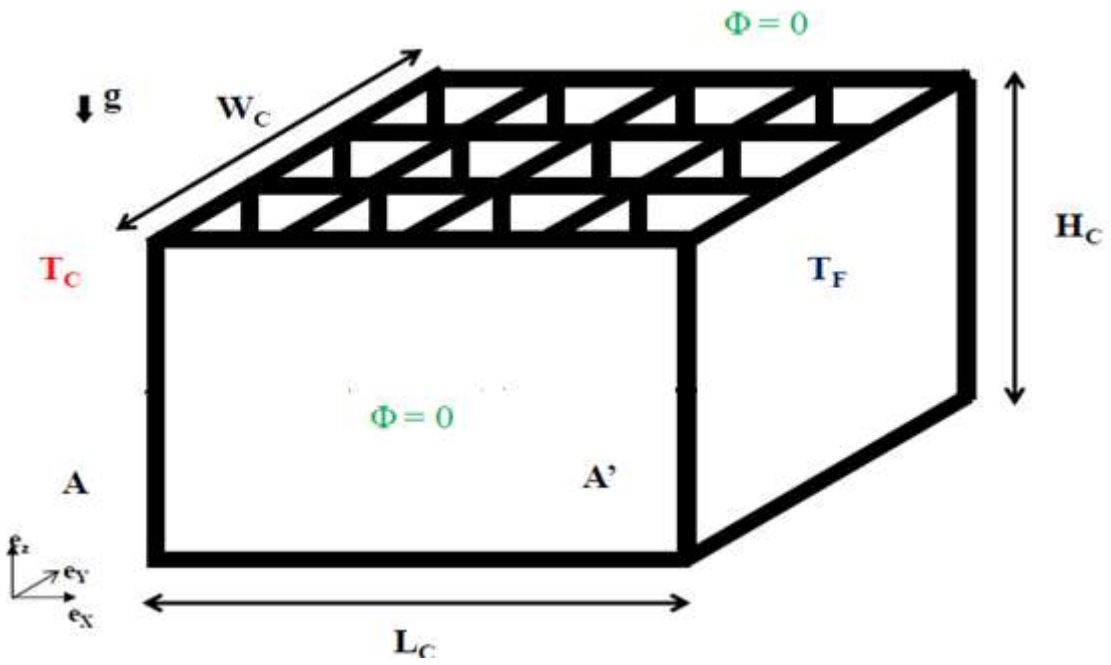


Figure I.14: Schéma de la Cavité partitionnée étudiée [6].

- ***Travaux de M. boukendil et al [7]:***

Dans ce travail, les auteurs ont étudié numériquement le transfert de chaleur bidimensionnel couplé (conduction, convection et rayonnement) à travers une brique creuse formée par deux parois alvéolaires séparées par une lame d'air. La surface verticale extérieure de la structure est soumise à une sollicitation thermique qui varie sinusoïdalement dans le temps $T_e = T_m + a.\sin(\frac{2\pi t}{\tau})$ (°C), et la surface intérieure verticale est maintenue à une température constante T_i. Les surfaces horizontales inférieure et supérieure sont considérées adiabatiques. Les équations qui régissent la convection naturelle dans les cavités, les échanges radiatifs entre les faces internes de celles-ci ainsi que la conduction dans les parois solides sont discrétisées par la méthode des volumes de contrôlée sont résolues par l'algorithme SIMPLE. Les effets de cette excitation thermique sinusoïdale $T_e(t)$ sur le transfert thermique et la fonction de courant maximale ψ_{max} pour différentes valeurs de l'amplitude a et de la période de l'excitation τ, ainsi que ceux de l'émissivité e des parois solides des alvéoles sont discutés.

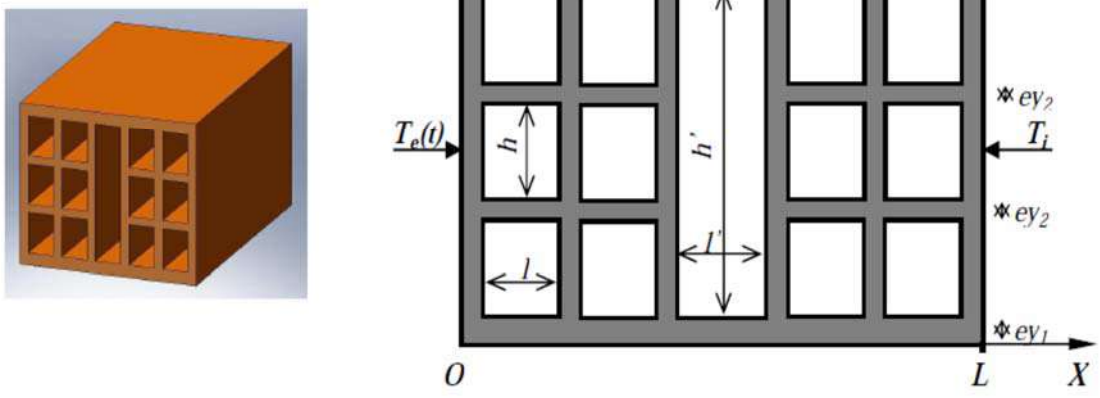


Figure I.15: Schéma de la brique creuse étudiée [7].

- ***Travaux de Thami AIT-TALEB et al [8] :***

Dans ce travail, les auteurs proposent d'étudier l'effet d'une excitation thermique qui varie sinusoïdalement dans le temps sur les transferts thermiques couplés par conduction, convection et rayonnement dans une structure alvéolaire horizontale chauffée par le bas. Les effets de l'amplitude et de la fréquence de l'excitation ainsi que ceux de l'émissivité des surfaces internes des alvéoles sont été discutés.

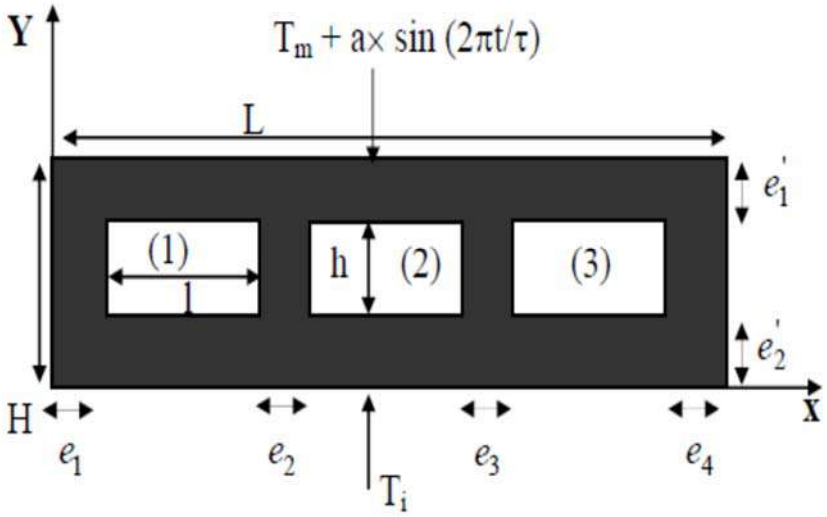


Figure I.16 : Schéma de la structure alvéolaire étudiée [8].

- ***Travaux de Najma LAAROUSSI et al [9] :***

Le travail présenté par les auteurs est dans la continuité d'études antérieures [10, 11].Ils montrent que les mesures sont en bon accord avec les calculs déduits de la modélisation du transfert de chaleur sur les parois, sans qu'il soit nécessaire d'introduire des conditions aux limites thermiques spécifiques à une expérience.

Dans ce travail, ils considèrent deux parois alvéolaires constituées de blocs creux en béton répondant à la norme NF P 14-301 [12] de dimensions 10x20x50(parpaing10) et 20x20x50 (parpaing20)(en centimètres)dont les résistances thermiques, compte-tenu des spécifications précisées dans les Règles Th-U [12],doivent être égales à R_{th10} = 0,12 m2.K/W et R_{th20} = 0,23m2.K/W. Par rapport aux résultats numériques tridimensionnels discutés dans [10], les auteurs rajoutent la conduction dans les parois et les échanges par rayonnement. Par rapport aux calculs 2D discutés dans [11], ils ajoutent les effets tridimensionnels qui ne peuvent pas être négligés dans les blocs creux en béton mais ils simplifient la géométrie car les coûts de calculs deviennent prohibitifs s'ils considèrent des blocs creux comportant plusieurs rangées d'alvéoles. En outre, complexifier la géométrie apporte peu à l'objectif qui est de démontrer que la simulation numérique est un outil fiable, à condition que les principaux phénomènes physiques intervenant dans une expérience soient modélisés.

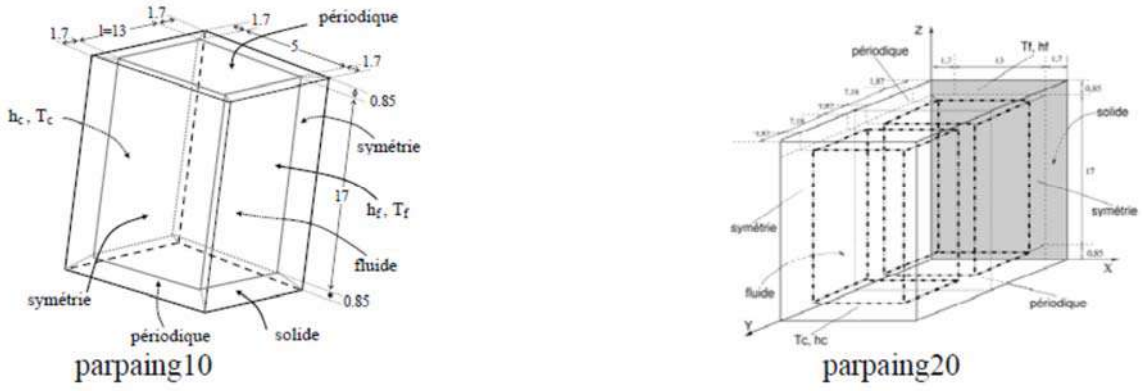


Figure I.17 : Représentation schématique des parpaings étudiés [4].

I.4 Conclusion :

On a cité dans ce chapitre les principaux travaux disponibles dans la littérature montrant l'importance de la forme géométrique de la brique de construction dans les transferts de chaleur à travers un mur.

On s'intéresse dans le présent travail à l'étude (numériquement et expérimentalement) du transfert de chaleur unidirectionnel à travers deux configurations de parpaing avec des parois alvéolaires à section de formes différentes. La forme et les dimensions seront définies dans le chapitre II.

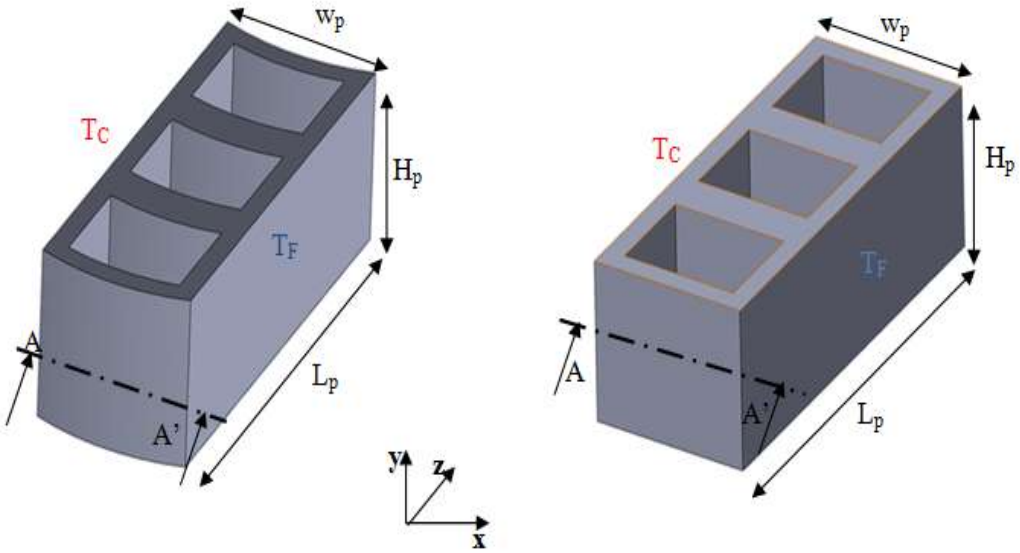
II.1 Introduction :

L'étude du transfert thermique dans les structures alvéolaires a suscité un grand intérêt ces dernières années [6, 7, 8, 9].Ceci est dicté par leur utilisation dans plusieurs domaines, en particulier, dans les enveloppes des bâtiments où les parois alvéolaires permettent d'assurer un niveau de confort thermique acceptable d'une manière naturelle ou avec une consommation énergétique réduite.

Pour ce présent chapitre, on étude le transfert thermique a travers deux configurations différentes des parois alvéolaires. Pour cela, on utilise deux blocs, l'un ayant des alvéoles de section rectangulaire et l'autre de section arrondie.

II.2Géométrie et modélisation de chaque configuration tridimensionnelle :

La modélisation du transfert thermique de chaque configuration est réalisée selon la coupe normale A-A' à l'axe **z**.



Configuration 2 **Configuration 1**

Figure II.1 : Représentation schématique des deux configurations étudiées.

Le schéma de chaque configuration résultant de cette coupe est donné sur la figure ci-dessous :

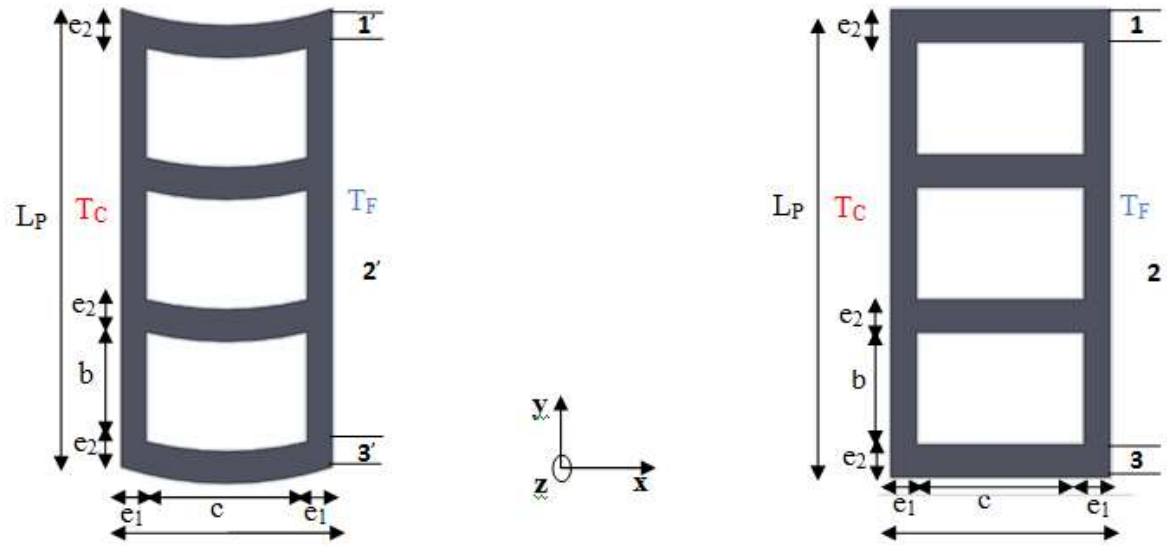


Figure II.2: Vue de dessus de la coupe A-A' de chaque configuration.

On va déterminer le flux et la résistance thermique de chaque configuration.

II.2.1La 1ère configuration :

La 1ère configuration a une hauteur H_p, une largeur W_p et une profondeur L_p. Les parois extérieures verticales ont une épaisseur e_1 et Les parois extérieures horizontales ont une épaisseur e_2. Les cloisons intérieures d'épaisseur e_2 sont appelées cloisons transversales et leur nombre est noté C_x.

Le parpaing est différentiellement chauffée : les surfaces en x = 0 et en x = W_P sont isothermes et ont une température uniforme respective de T_C et T_F (avec $T_F < T_C$). Les autres surfaces extérieures sont adiabatiques.

Les transferts thermiques au sein de parpaing sont :

- la conduction dans la paroi solide,
- la conduction au sein des alvéoles remplies d'air.

Nous supposons que le transfert de chaleur est monodirectionnel suivant **x**. L'analogie électrique appliquée à la loi de Fourier lie la différence de température, la résistance thermique **R** du parpaing et le flux thermique **Φ** qui la traverse :

$$\Phi = \frac{T_C - T_F}{R} \qquad \text{(II-1)}$$

Il s'agit alors de déterminer la résistance thermique R du parpaing qui prend en compte tous les phénomènes thermiques couplés que nous avons listés et qu'il faut calculer. Afin de structurer les calculs, nous distinguons 3 zones : les parois extérieures notées 1 et 3, et la zone alvéolaire notée 2 (figure II.2).

- ***Transfert de chaleur à travers les parois extérieures :***

Les parois extérieures 1 et 3 sont le siège d'un flux conductif. Les flux conductifs qui traversent les parois extérieures sont identiques, du fait de la symétrie de la géométrie. Nous supposons que le transfert conductif est monodirectionnel suivant **x**. La loi de Fourier s'écrit donc :

$$\Phi_1 = \Phi_3 = -\lambda_1 S_1 \frac{\partial T}{\partial x} = \lambda_1 S_1 \frac{T_C - T_F}{W_P} \quad \text{(II-2)}$$

Où :

Φ_1 et Φ_3 sont respectivement les flux conductifs à travers la paroi1 et 3 (W),

$\lambda_1$est la conductivité thermique du solide ($W.m^{-1}.K^{-1}$),

S_1est la section : $S_1 = H_P . e_2$ (m^2).

Nous en déduisons les résistances thermiques R_1 et R_3 des parois extérieures :

$$R_1 = R_3 = \frac{W_P}{\lambda_1 S_1} \quad \text{(II-3)}$$

- ***Transfert de chaleur à travers la zone alvéolaire :***

La zone alvéolaire est constituée de deux motifs encadrés en bleu et en rouge sur la (figure II .3) qui se répètent dans la direction **y**

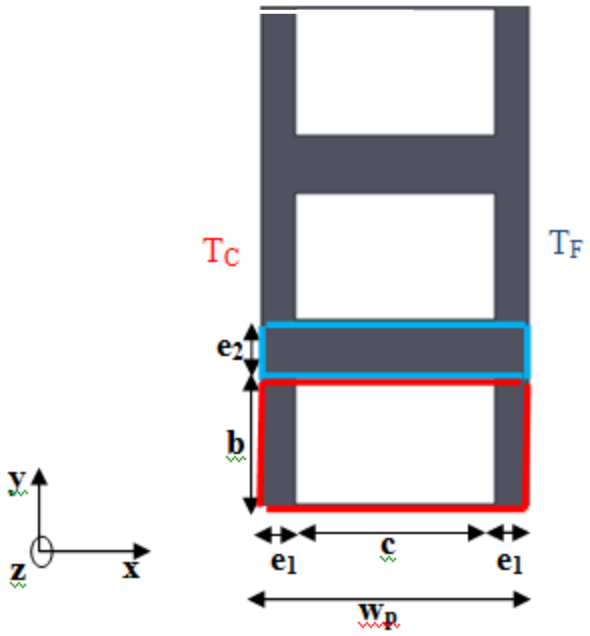


Figure II.3: Zone alvéolaire et ses deux motifs élémentaires.

Le choix de ces motifs est justifié du fait qu'ils ont pour frontières extérieures des surfaces isothermes T_C et T_F. Ainsi, nous disposons deux résistances thermiques en parallèle :

R_{cl} : la résistance thermique d'une cloison transversale,

R_{alv}, la résistance thermique du motif alvéolaire.

Nous pouvons déterminer la résistance thermique R_2 de la zone alvéolaire 2, par :

$$R_2 = \frac{1}{\frac{C_x}{R_{cl}} + \frac{C_{x+1}}{R_{alv}}} \qquad \text{(II-4)}$$

Où C_x est le nombre de cloisons transversales.

La résistance thermique d'une cloison transversale R_{cl} est une résistance purement conductive :

$$R_{cl} = \frac{W_p}{\lambda_1 \, e_2 \, H_P} \qquad \text{(II-5)}$$

La résistance thermique du motif alvéolaire R_{alv} (figure II.4) tient compte de la conduction à travers des parois extérieure, et entre d'alvéole remplie d'air.

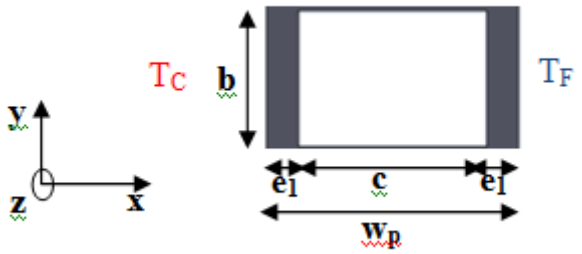


Figure II.4: Motif alvéolaire de résistance $R_{alv.}$

Ainsi, R_{alv} est constituée de deux résistances thermiques en série et, de ce fait, elle s'écrit :

$$R_{alv} = \frac{2e_1}{\lambda_1.b.H_p} + \frac{c}{\lambda_2.b.H_p} \qquad \text{(II-6)}$$

Avec :

λ_2 :est la conductivité thermique du l'air ($W.m^{-1}.K^{-1}$).

- ***La résistance thermique R et le flux total Φ de cette1^{ère} configuration :***

La résistance thermique totale R de la 1^{ere} configuration est égale à la somme des résistances thermiques de toutes les zones :

$$R = \frac{1}{\frac{1}{R_1}+\frac{1}{R_2}+\frac{1}{R_3}} \qquad \text{(II-7)}$$

On introduit les équations II.3 et II.4 dans l'équation II.7. On aura l'équation suivante :

$$R = \frac{1}{\frac{1}{\frac{W_P}{\lambda_1 S_1}} + \frac{1}{\frac{C_x}{\frac{W_p}{\lambda_1 e_2 H_P}} + \frac{1}{\frac{C_x+1}{\frac{2e_1}{\lambda_1.b.H_p}+\frac{c}{\lambda_2.b.H_p}}} + \frac{1}{\frac{W_P}{\lambda_1 S_1}}}} \qquad \text{(II-8)}$$

Alors le flux thermique total s'écrit donc :

$$\Phi = \frac{T_C - T_F}{\frac{1}{\frac{1}{\frac{W_P}{\lambda_1 S_1}} + \frac{1}{\frac{C_x}{\frac{W_p}{\lambda_1 e_2 H_P}} + \frac{1}{\frac{C_x+1}{\frac{2e_1}{\lambda_1.b.H_p}+\frac{c}{\lambda_2.b.H_p}}} + \frac{1}{\frac{W_P}{\lambda_1 S_1}}}}} \qquad \text{(II-9)}$$

II.2.2La 2eme configuration :

La 2eme configuration a des cloisons arrondies a une hauteur H_p, une largeur W_p et une profondeur L_p. Les parois extérieures verticales ont une épaisseur $e_1$et les parois extérieures horizontales ont une épaisseur e_2.Les cloisons intérieures d'épaisseur $e_2$sont appelées cloisons transversales et leur nombre est noté C_x.

On trouve la longueur de cloison extérieure L_1 (représenté par les points A et B) et la longueur de cloison intérieure L_2des zones alvéoles (représenté par les points C et D),(figure II.5) :

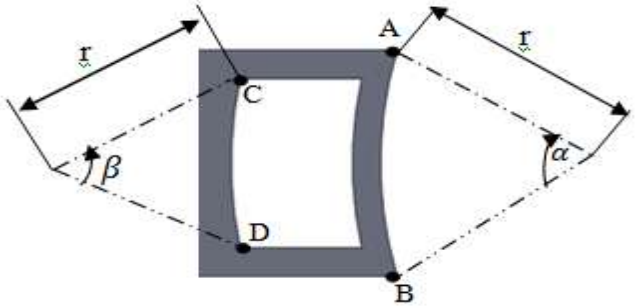


Figure II.5:langueur des cloisons intérieure et extérieure.

Avec :

$L_1 = r\alpha = \widehat{AB}$ et $L_2 = r\beta = \widehat{CD}$,

Avec : r=0.18m

r : le rayon des deux arcs(m).

αetβ : l'angle des deux arcs (rad).

Le parpaing est différentiellement chauffée : les surfaces en x = 0 et en x = W_P sont isothermes et ont une température uniforme respective de T_C et T_F (avec $T_F < T_C$). Les autres surfaces extérieures sont adiabatiques.

Les transferts thermiques au sein de parpaing sont :

- la conduction dans la paroi solide,
- la conduction au sein des alvéoles remplies d'air. Nous supposons que le transfert de chaleur est monodirectionnel suivant **x**. L'analogie électrique appliquée à la loi de Fourierlie la

différence de température, la résistance thermique **R'** du parpaing et le flux thermique **Φ'** qui la traverse :

$$\Phi' = \frac{T_C - T_F}{R'} \quad \text{(II-10)}$$

Il s'agit alors de déterminer la résistance thermique R' du parpaing qui prend en compte tous les phénomènes thermiques couplés que nous avons listés et qu'il faut calculer. Afin de structurer les calculs, nous distinguons 3 zones : les parois extérieures notées 1' et 3', et la zone alvéolaire notée 2' (figure II.2).

- ***Transfert de chaleur à travers les parois extérieures :***

Les parois extérieures 1' et 3' sont le siège d'un flux conductif. Les flux conductifs qui traversent les parois extérieures sont identiques, du fait de la symétrie de la géométrie. Nous supposons que le transfert conductif est monodirectionnel suivant **x**. La loi de Fourier s'écrit donc :

$$\Phi'_1 = \Phi'_3 = -\lambda_1 S'_1 \frac{\partial T}{\partial x} = \lambda_1 S'_1 \frac{T_C - T_F}{L_1} \quad \text{(II-11)}$$

Où :

Φ'_1 et Φ'_3 sont respectivement les flux conductifs à travers les parois 1' et 3' (W),

λ_1 est la conductivité thermique du solide ($W.m^{-1}.K^{-1}$),

S'_1 est la section : $S'_1 = H_P . e_2$ (m^2).

Nous en déduisons les résistances thermiques R'_1 et R'_3 des parois extérieures :

$$R'_1 = R'_3 = \frac{L_1}{\lambda_1 S_1} \quad \text{(II-12)}$$

- ***Transfert de chaleur à travers la zone alvéolaire***

La zone alvéolaire est constituée de deux motifs encadrés en bleu et en rouge sur la (figure II.6) qui se répètent dans la direction **y**.

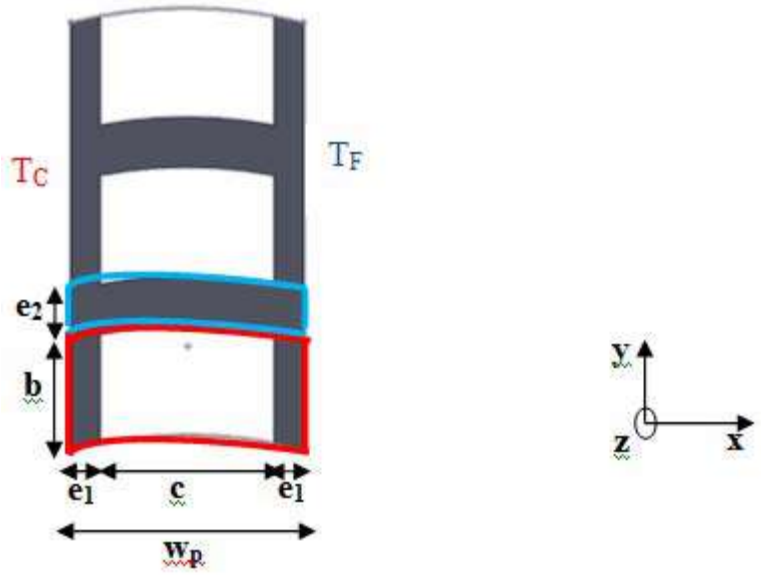


Figure II.6: Zone alvéolaire et ses deux motifs élémentaires.

Le choix de ces motifs est justifié du fait qu'ils ont pour frontières extérieures des surfaces isothermes T_C et T_F. Ainsi, nous disposons de résistances thermiques en parallèle :

R'_{cl} : la résistance thermique d'une cloison transversale,

R'_{alv}, la résistance thermique du motif alvéolaire.

Nous pouvons déterminer la résistance thermique R'_2 de la zone alvéolaire 2', par :

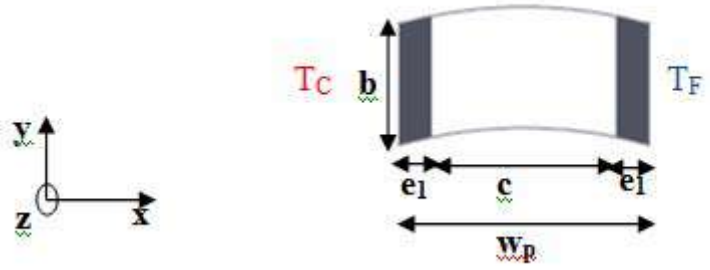
$$R'_2 = \frac{1}{\frac{C_x}{R'_{cl}} + \frac{C_x+1}{R'_{alv}}} \qquad \text{(II-13)}$$

Où C_x est le nombre de cloisons transversales.

La résistance thermique d'une cloison transversale R'_{cl} est une résistance purement conductive :

$$R'_{cl} = \frac{L_1}{\lambda_1 \, e_2 \, H_P} \qquad \text{(II-14)}$$

La résistance thermique du motif alvéolaire R'_{alv} (figure II.7) tient compte de la conduction à travers des parois extérieure, et entre d'alvéole remplie d'air.



FigureII.7: Motif alvéolaire de résistance R'alv.

Ainsi, R'*alv* est constituée de résistances thermiques en série et, de ce fait, elle s'écrit :

$$R'_{alv} = \frac{2(\frac{L_1-L_2}{2})}{\lambda_1.b.H_p} + \frac{L_2}{\lambda_2.b.H_p} \quad \text{(II-15)}$$

Avec λ_2 :est la conductivité thermique du l'air ($W.m^{-1}.K^{-1}$)

- ***La résistance thermique R' et le flux total Φ' de cette 2eme configuration :***

La résistance thermique totale R' de la 2eme configuration est égale à la somme des résistances thermiques de toutes les zones :

$$R' = \frac{1}{\frac{1}{R'_1}+\frac{1}{R'_2}+\frac{1}{R'_3}} \quad \text{(II-16)}$$

On introduit les équations II.12 et II.13 dans l'équation II.17. On aura l'équation suivante :

$$R' = \frac{1}{\frac{1}{\frac{L_1}{\lambda_1 S_1}} + \frac{1}{\frac{C_x}{\frac{L_1}{\lambda_1 e_2 H_P}} + \frac{C_x+1}{\frac{2(\frac{L_1-L_2}{2})}{\lambda_1.b.H_p}+\frac{L_2}{\lambda_2.b.H_p}}} + \frac{1}{\frac{L_1}{\lambda_1 S_1}}} \quad \text{(II-17)}$$

Alors le flux thermique total s'écrit donc :

$$\Phi' = \frac{T_C - T_F}{\frac{1}{\frac{L_1}{\lambda_1 S_1}} + \frac{1}{\frac{C_x}{\frac{L_1}{\lambda_1 e_2 H_P}} + \frac{C_x+1}{\frac{2(\frac{L_1-L_2}{2})}{\lambda_1.b.H_p}+\frac{L_2}{\lambda_2.b.H_p}}} + \frac{1}{\frac{L_1}{\lambda_1 S_1}}} \quad \text{(II-18)}$$

II.3 Algorithme du calcul de la résistance totale et le flux thermique :

Nous avons élaboré un programme informatique écrit avec MATLAB permettant de calcul des résistances thermiques et le flux thermique qui correspond à chaque configuration (Figure II.8) :

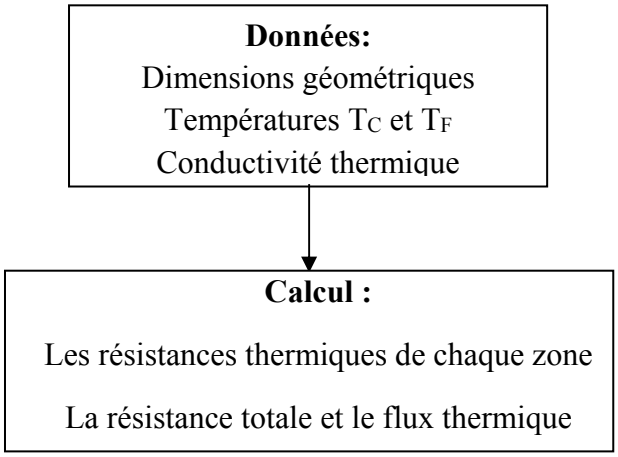


Figure II.8: Algorithme de calcul.

II.4 Application numérique et comparaison pour les deux configurations à dimensions réelles :

II.4.1 Caractéristiques géométriques :

Les dimensions réelles de chaque configuration sont données sur le tableau ci-dessous :

	W_p (mm)	H_p (mm)	L_p (mm)	e_1 (mm)	e_2 (mm)	L_1 (mm)	L_2 (mm)
Config.1	200	130	440	20	30	200	160
Config.2	200	130	440	20	30	211.8	165.7

Tableau II-1:les caractéristiques géométriques de chaque configuration.

Il faut noter que dans la partie expérimentale (chapitre III), on utilise des blocs dont les dimensions correspondent à ceux données dans le tableau II.1

II.4.2Caractéristiques thermiques:

Les Propriétés thermique de chaque configuration sont présentées au tableau ci-dessous :

	Conductivité de plâtre ($W.m^{-1}.K^{-1}$)	**Conductivité de l'air ($W.m^{-1}.K^{-1}$)**	**Densité (kg/m^3)**
Config.1	0.5	0 .026	1134.55
Config.2	0.5		

Tableau II.2:les Propriétés thermique de chaque configuration.

II.4.3 La résistance thermique et le flux total :

En se référent a l'algorithme donné sous la figure II.8, les résultats de calcul des résistances et le flux thermique sont regroupés dans le tableau II.3

			Config.1	**Config.2**		**Gain de résistance (%)**
Tension de courant(V)	**T_C (°C)**	**T_F (°C)**	**R (K/W)**	**T_F (°C)**	**R (K/W)**	
220	90	31.1	21.8967	30	23.1086	6
220	96	32.4	21.8967	31.3	23.1086	
100	42	25.4	21.8967	24.8	23.1086	
100	52	30	21.8967	31.8	23.1086	

Tableau II.3: Comparaisons entre les deux configurations.

D'après les calculs des résistances thermiques pour chaque configuration, montrées dans le tableau ci-dessus (tableau II.3), on observe que la résistance totale de la deuxième configuration est supérieure à celle de la première configuration ce qui donne un gain estimé à 6%.

II.5. Conclusion :

Après avoir modélisé le transfert de chaleur à travers deux configurations de blocs l'une de section rectangulaire et l'autre arrondie, selon des dimensions utilisées dans la partie expérimentale, un calcul numérique par le logiciel MATlAB est fait qui nous a permis de déduire que la deuxième configuration limite le transfert de chaleur donc diminue les pertes thermiques.

Dans le chapitre suivant, on attaque la expérimentale pour vérifier les résultats trouvés numériquement.

III.1 Introduction :

L'étude expérimentale est menée dans le but de valider les résultats numériques obtenus précédemment de transferts thermiques à travers les deux configurations développées dans le chapitre précédent. Pour cela, on a fabriqué deux blocs en plâtre en utilisant des moules en bois.

Dans ce chapitre, on a testé la différence de transfert thermique entre les deux configurations en utilisant des thermocouples et un thermomètre enregistreur.

III.2 Conception du moule :

Pour obtenir les deux configurations nous avons utilisé deux moules en bois, avec les dimensions réelles (chapitre II), voir figure III.1.



Configuration 1



Configuration 2

Figure III.1 : les moules en bois de chaque configuration.

III.3 Remplissage des deux moules :

On a rempli les deux moules par le plâtre parce qu'il simple d'utilisation dans le moulage.

➢ ***Gâchage conseillé:***

- 1Kg de la poudre pour 0.75 litre d'eau,
- Démoulage conseillé après 30 minutes.

- ***La préparation du plâtre:***

Verser l'eau dans un récipient large. Disperser le plâtre sur toute la surface de l'eau. Laisser le plâtre absorber l'eau pendant 1 à 2 minutes sans mélanger. Puis mélanger doucement et laisser remonter les bulles d'air. Ne jamais ajouter d'eau après le gâchage. Verser lentement le plâtre le long de la paroi du moule.

Apres 30 minutes, on va démouler les deux configurations et nous obtenons les formes indiquées sur la figure suivante :



Configuration 1



Configuration 2

Figure III.2 : les deux configurations en plâtre.

III.4 Description du banc d'essai :

III.4.1 Chauffage :

Pour chauffer les cotés intérieurs de chaque configuration, on utilise deux résistances de 576Wde puissance maximale (figure III.3).



Figure III.3 : deux résistances électriques.

III.4.2.Appareil de mesure :

Pour la mesure des températures intérieure et extérieure, deux thermocouples ont été placés sur chaque configuration. (Figure III.4)



Figure III.4 : les thermocouples.

Pour l'enregistrement des données nous avons utilisé un thermomètre enregistreur qui affiche la température dans plusieurs positions .Les valeurs expérimentales tracées dans les figures sont obtenues du thermomètre enregistreur. (Figure III.5)



Figure III.5 : thermomètre enregistreur.

- ***Points de mesure :***

Les thermocouples ont été placés dans chaque configuration, détaillées dans le Tableau III.1 :

Thermocouples	Configuration	Position
$T_{1.int}$	Config.1	intérieur
$T_{2.int}$	Config.2	intérieur
$T_{1.ext}$	Config.1	extérieur
$T_{2.ext}$	Config.2	extérieur

Tableau III.1 : Points de mesure.

III.5 Le montage du dispositif expérimental :

On dépose les deux blocs (configurations) et on fixe les résistances chauffantes dans un coffret fabriqué en bois.

Les parois du coffret sont isolées intérieurement par du polystyrène afin d'étancher l'enceinte de mesure et limiter les pertes de chaleur.

La figure III.6 montre le positionnement des deux blocs et l'emplacement des résistances dans ce coffret.



Figure III.6 : Dispositif expérimentale.

III.6 Résultats expérimentaux :

La présentation des résultats expérimentaux des deux configurations avec deux valeurs de la puissance de chauffage.

- ***1ercas: utilisation d'un tension de 220 Volts.***

Concernant le premier cas, on a chauffé le coté intérieur de chaque configuration avec les deux résistances d'une puissance électrique maximal égale à 574W.

Dans ce cas, on a fait deux essais, et les résultats du premier essai et deuxième essai sont représentés dans les figures III.7 et III.8 respectivement.

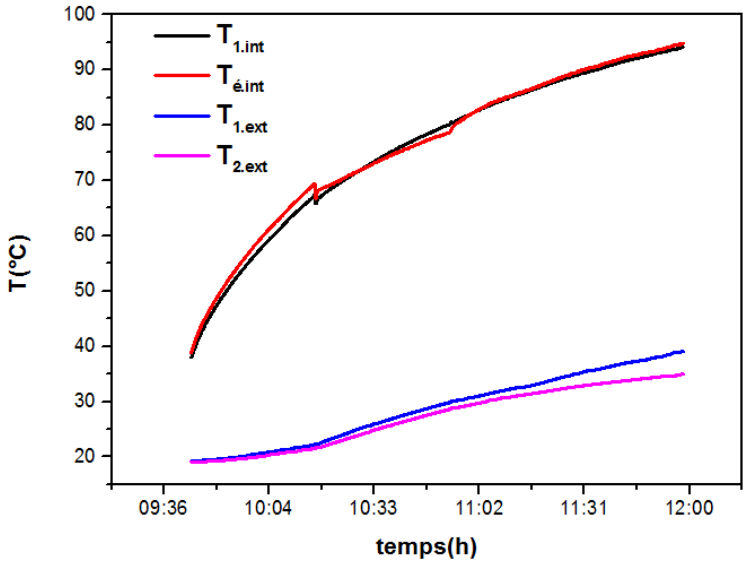


Figure III.7 : Essai 1- Évolution de la température pour une tension 220V.

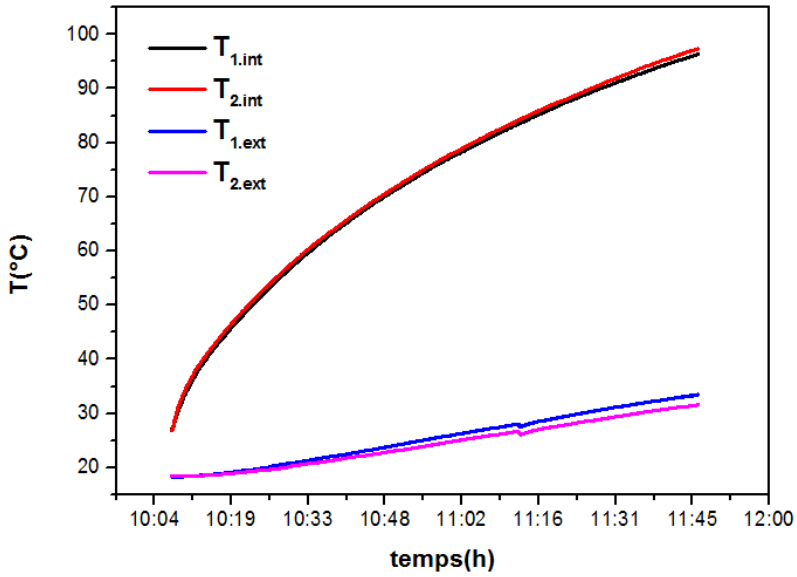


Figure III.8 : Essai 2-Évolution de la température pour une tension 220V.

Les figures III.7 et III.8 montrent les variations des températures extérieures et intérieures de chaque configuration pour les deux essais. On remarque dans le premier graphe (figure III.7) que les températures intérieures T_{1int} et T_{2int} sont décalées l'un de l'autre en fonction du temps (dans l'intervalle de temps [10 h 04 min, 11h02 min]), bien qu'on est dans les mêmes conditions pour les deux configurations, cela veut dire que le système n'est pas encore stable : on attend jusqu'à ce que les deux températures intérieures soit identiques pour relever les températures extérieures. On observe une déférence de températures extérieures

T_{1ext} et T_{2ext} pour les deux configurations ce qui signifie qu'on a diminué le transfert de chaleur en utilisant la configuration 2.

Après avoir essayé de mieux isoler le système de mesure, on a refait les mesures des températures T_{1int}, T_{2int}, T_{1ext} et T_{2ext}, qu'on regroupe dans la figure III.8.

On remarque qu'entre T_{1int} et T_{2int} la différance est négligeable, ce qui veut dire qu'on s'approche des bonnes conditions expérimentales on observe aussi un décalage entre les températures extérieures T_{1ext} et T_{2ext} qui signifie toujours qu'on a un freinage (ralentissement) du transfert de chaleur avec la deuxième configuration. Cette différance est égale a deux degrés comme on le voit sur la figure III.8.

- ***2eme cas: utilisation d'un tension de 100 volts.***

Pour obtenir un courant de 100 volts, on a utilisé un transformateur qui va réduire la tension de courant du 220 volts à une tension de 100 volts, figure III.9.



Figure III.9 : Transformateur utilisé.

Dans ce cas la puissance électrique de chauffage serait égale à 108.7W.

Pour cette partie on a fait deux essais, les résultats sont représentés sur les figures III.10 et III.11 respectivement.

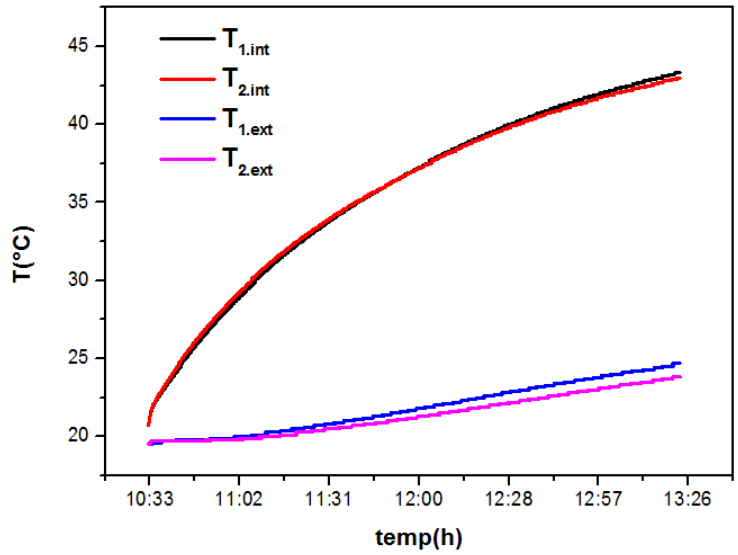


Figure III.10 : Essai 1-Évolution de la température pour une tension 100V.

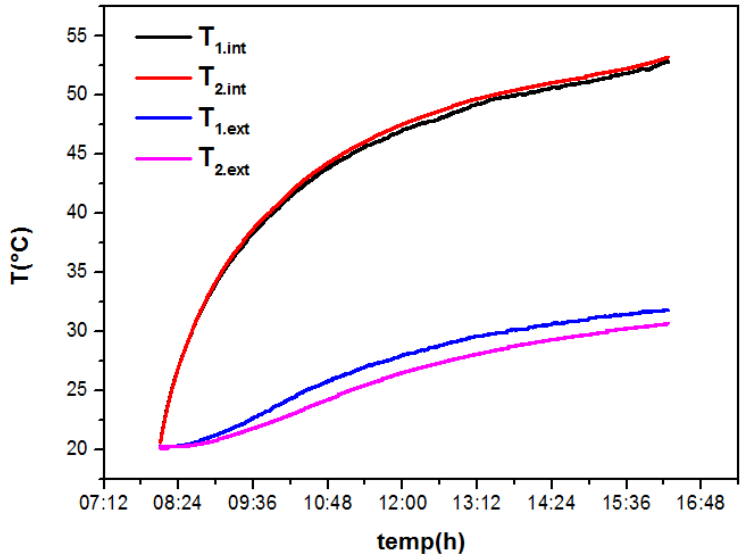


Figure III.11 : Essai 2-Évolution de la température pour une tension 100V.

Les figures III.10 et III.11 montrent les variations des températures extérieures et intérieures de chaque configuration pour les deux essais. On remarque dans les deux graphes que les températures intérieures T_{1int} et T_{2int} sont presque identiques, et les températures extérieures T_{1ext} et T_{2ext} sont différentes où la température T_{2ext} est inférieure à T_{1ext} qui signifie toujours un freinage (ralentissement) du transfert de chaleur avec la deuxième configuration.

III.7 Conclusion :

D'après cette étude expérimentale où on a utilisé deux puissances chauffantes différentes, et compte tenus des résultats trouvés, on conclu que le transfert de chaleur dépend étroitement de la forme (la géométrie) des éléments de construction (bloc).

La configuration qui présente des sections arrondies (la deuxième configuration) favorise la diminution du transfert de chaleur, autrement dit la deuxième configuration minimise les pertes thermiques.

Conclusion générale:

L'objectif de ce travail est d'étudier le transfert de chaleur à travers deux configurations de bloc avec des parois alvéolaires l'une de section rectangulaire et l'autre de section arrondie.

Ce travail comporte deux volets :

- Une étude numérique permettant de calculer la résistance thermique et le flux de chaleur à travers les deux configurations.
- Parallèlement, une étude expérimentale a été menée afin de valider le modèle de transferts thermiques élaboré. Pour cela, nous avons mesuré les températures au Toure des deux configurations.

Cette étude nous a permis d'arriver aux résultats suivants :

- La résistance totale de la deuxième configuration est supérieure à celle de la première configuration.
- la configuration à section arrondie minimise les pertes thermiques. Cela est visible par la différence de température observée du coté extérieur des blocs entre les deux configurations et qui peut être estimé à deux degrés.

Donc et d'après cette étude, la configuration qui présente des sections arrondies (la deuxième configuration) favorise la diminution du transfert de chaleur, autrement dit la deuxième configuration minimise les pertes thermiques et assure une économie d'énergie si on l'utilise en construction.

Références bibliographique

[1] S. Thiers, Bilans Energétiques et Environnementaux de Bâtiments à Energie positive, Thèse de Doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, Spécialité : Energétique, 21 Novembre 2008.

[2] J.L.Barras, Cours de Physique, Collège du Sud, Bulle, Avril 2001.

[3] A. Bejan and A. D. Kraus, Heat Transfer Handbook, Department of Mechanical Engineering, Duke University, Durham,North Carolina,Publié par John Wiley & Sons,Inc, Hoboken, New Jersey,2003.

[4] D. Poulikakos, Advances in Heat Transfer, Academic Press, Inc, A Division of Harcourt Brace et Company, San Diego, California, 1996.

[5] G. Ritoux, Evaluation numérique des facteurs de forme, Revue Physique, X, 503-515, Appl, 17, 1982.

[6] Didier GOSSARD, Impact de l'enveloppe sur la performance énergétique des bâtiments : de la caractérisation jusqu'à l'optimisation, Thèse de Doctorat, université de Toulouse, novembre 2011.

[7] M. boukendil et al, Étude numérique des transferts de chaleur couplés dans une paroi alvéolaire soumise à une excitation sinusoïdale, Revue de Mécanique Appliquée et Théorique, Vol. 2, 4. 337-346 (2011).

[8] Thami AIT-TALEB et al, comportement thermique d'une structure alvéolaire horizontale soumise a une excitation sinusoïdale, Tanger, Maroc du 15 au 17 novembre 2005.

[9] Najma LAAROUSSI et al, étude numérique des transferts de chaleur couplés dans une paroi alvéolaire, Tanger, Maroc du 15 au 17 novembre 2005.

[10] Le Peutrec.Y, Lauriat.G, « Effects of the heat transfer at the side walls on natural convection in cavities», ASME J. Heat Transfer, 112 -370-378, (1990).

[11] Castro-Cardoso.S, Chénier.E et Lauriat.G, «Transferts de chaleur dans une structure alvéolaire », Comptes Rendus du Congrès SFT, Grenoble 507-512, 2003.

[12] Règles Th-U, fascicule 4/5, Calcul des caractéristiques thermiques des parois opaques, CSTB, France.