République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA

FACULTE DE LA TECHNOLOGIE

Département de Génie des Procédés et Environnement

Thèse présentée pour l'obtention du diplôme de Doctorat LMD

En Génie des Procédés

Spécialité : Génie des Procédés

Thème

Optimisation d'un Dispositif de Séchage Solaire

Présentée par **:**

M. Sofiane KHERROUR

Soutenu publiquement le : 27/05/2023, devant le jury composé de :

Président	**M.N. BOUAZIZ**	**Prof.**	**UYFM de Médéa**
Examinateur	**M. LAIDI**	**Prof.**	**UYFM de Médéa**
Examinateur	**M. HAMDANI**	**DDR**	**URAER - Ghardaïa**
Examinateur	**M.K. CHERIER**	**MRA**	**URAER - Ghardaïa**
Directeur de thèse	**A. KHELIFA**	**MRA**	**URAER - Ghardaïa**
Co-directeur de thèse	**S. HANINI**	**Prof.**	**UYFM de Médéa**


بسم الله الرحمن الرحيم

Je dédie ce modeste travail :

A ma mère,

A mon épouse,

Mes filles,

Mes frères,

Mes sœurs

A La mémoire de mon père.

Remercîments

Je commence d'abord par remercier "**ALLAH**" le tout puissant, de la bonne santé, la volonté et la patience qu'il m'a données tout le long de mes études.

Je souhaite exprimer toute ma reconnaissance à ma chère mère qui tient une place immense dans mon cœur.

Je tiens à remercier avec plus grande gratitude le Professeur M.N. BOUAZIZ d'avoir accepté de présider le jury de cette thèse. J'en suis honoré et je lui exprime toute ma profonde reconnaissance.

Mes remerciements vont également à Messieurs les Professeurs M. LAIDI et M. HAMDANI ainsi que Monsieur M.K. CHERIER qui ont accepté d'être membres du jury, dont les remarques et commentaires m'ont permis d'améliorer la compréhension de ce travail.

Je tiens à remercier mon nouveau Directeur de thèse Monsieur A. KHELIFA, Maitre de recherche "A" à l'unité de recherche Appliquée en Energie Renouvelable de Ghardaïa, d'avoir accepté et assuré la continuité de l'encadrement et la finalisation de la thèse.

Je présente mes sincères remerciements avec mes profonds respects à mon Co-Directeur, le Professeur Salah HANINI qui m'a accordé sa confiance. Son immense expérience, ses fructueux conseils et critiques scientifiques qui ont fortement facilité l'avancement de ce travail de recherche.

Je tiens à adresser mes sincères remerciements au Professeur A. BOUHDJAR, Directeur de recherche au Centre du Développement des Energies Renouvelables (CDER), pour ses conseils et ses encouragements et de nous avoir fait bénéficier durant ce travail à travers sa longue expérience dans le domaine des énergies renouvelables qui nous a aidé à améliorer notre travail.

Je tiens également à remercier Messieurs A. BOUALIT et L. BOUTINA Docteur à l'unité de recherche Appliquée en Energie Renouvelable de Ghardaïa pour leur assistance tout au long de cette étude, leur expérience et leurs conseils judicieux qui m'ont été d'une grande utilité.

J'exprime aussi ma vive reconnaissance à ma chère femme A. DJEGHBOUB pour toute sa contribution et son soutien morale aussi je dédie ce travail à mes filles bien aimées Ranim, Hala et Dania Nour.

Pour leur soutien matériel ou moral, je voudrais également remercier mes collègues de l'URAER, en particulier : B. DADDA, R. ZARRIT, F. BELAID et tous ceux qui m'ont soutenu jusqu'à l'aboutissement de ce modeste travail.

Merci aux familles : KHERROUR, DJEGHBOUB, HAOUAL, RAHNI, MELLOUL et OUZERI d'avoir été à mes côtés autant dans les moments difficiles que dans la joie. Je vous dédie mes efforts.

ملخص: تحسين جهاز التجفيف الشمسي

تم في هذا العمل تقديم دراسة عددية ثنائية الأبعاد حول السلوك الهيدروديناميكي وانتقال الحرارة للتدفق في الحمل الحراري المختلط الصفائحي أو المضطرب، في نظام غير مستقر وثابت، على التوالي. من أجل تحسين المجفف الشمسي الطولي، في هذه الدراسة، يتم التحكم في مجال التدفق بواسطة معادلات ناڤييه – ستوكس في منطقة السائل وفي المجال الحراري بواسطة معادلة الطاقة. تم استخدام طريقة العناصر المحدودة في التطبيق (أ) لتطوير نموذج عددي من أجل تحليل تأثير التنظيم الحراري على مجال التدفق الحراري الهيدروديناميكي في النظام الصفائحي في حالة غير مستقرة. بالنسبة للتطبيق (ب)، فإن استخدام برنامج FLUENT، الذي يعتمد على طريقة الحجم المحدود، يجعل من الممكن حل نظام المعادلات التي تحكم نظام التدفق المضطرب في حالة ثابتة. استخدم نموذج RNG k-ε المضطرب لوصف التقلبات المضطربة في السرعات والكميات العددية. تم تحسين المعلمات الفيزيائية والهندسية لقناة المجفف الشمسي الأفقي وتم أيضا تحليل تأثير اضافة العوائق داخل قناة نقل على الأداء الحراري الهيدروديناميكي لهذا المجفف. تظهر النتائج التي تم الحصول عليها أن عملية التنظيم الحراري تجعل من الممكن الوصول إلى درجة حرارة التجفيف المناسبة في وقت قصير. كما أن العوائق المثلثة عند مستوى الممتص أعطت أفضل معامل أداء حراري-هيدروليكي مقابل العوائق المستطيلة أو النصف دائرية الشكل.

الكلمات الدالة (المفاتيح): الحمل الحراري المختلط، تدفق صفائحي/مضطرب، قناة أفقية، طريقة الحجم المحدود، طريقة العناصر المحدودة، مجفف شمسي.

Résumé : Optimisation d'un Dispositif de Séchage Solaire

Une étude numérique bidimensionnelle sur le comportement hydrodynamique et le transfert de chaleur de l'écoulement en convection forcée laminaire ou turbulent, en régime instationnaire et stationnaire, respectivement, a été présentée dans ce travail, afin d'optimiser un séchoir solaire longitudinal. Dans cette étude, le champ d'écoulement est régi par l'équation de Navier–Stokes dans la région fluide et le champ thermique par l'équation d'énergie. La méthode des éléments finis a été utilisée, pour l'application (A), pour développer un modèle numérique afin d'analyser l'effet de la régulation thermique sur le champ thermo-hydrodynamique de l'écoulement laminaire en régime instationnaire. Pour l'application (B), l'utilisation du logiciel FLUENT, qui est basé sur la méthode des volumes finis, permet de résoudre le système d'équations régissant l'écoulement turbulent en régime stationnaire. Le modèle de turbulence RNG k-ε est utilisé pour décrire les fluctuations turbulentes des vitesses et des grandeurs scalaires. Les paramètres physiques et géométriques du canal d'un séchoir solaire horizontal ont été optimisés et l'effet de l'intégration des obstacles sur les performances thermo-hydrodynamiques de ce séchoir a été analysé. Les résultats obtenus montrent que le processus de la régulation thermique permet d'atteindre une température de séchage appropriée en peu de temps. Aussi, Les nervures triangulaire, au niveau de l'absorbeur, dans les mêmes conditions, ont donné le meilleur paramètre de performance thermo-hydraulique vis-à-vis les nervures en forme rectangulaire et semi-circulaires.

Mots-clés : Convection forcée, Ecoulement laminaire / turbulent, Canal longitudinal, Méthode des volumes finis, Méthode des éléments finis, Séchoir solaire.

ABSTRACT: Optimization of a Solar Drying Device

A two-dimensional numerical study on the hydrodynamic behavior and the heat transfer of a laminar or turbulent mixed convection flow in unsteady and steady state, respectively, has been presented in this work in order to optimize a longitudinal solar dryer. In this study, the flow field is governed by the Navier–Stokes equation in the fluid region and the thermal field by the energy equation. The finite element method was used, for application (A), to develop a numerical model to analyze the thermal regulation effect on the thermo-hydrodynamic flow behavior in unsteady laminar regime. For application (B), FLUENT software, which is based on the finite volume method, has been used to solve the equation systems governing the turbulent flow in steady state. The RNG k-ε turbulence model is used to describe the turbulent fluctuations of velocities and scalar quantities. The physical and geometric parameters of the horizontal solar dryer channel have been optimized, also, the influence of the obstacle integration on the thermo-hydrodynamic performance of the dryer has been analyzed. The obtained results show that the thermal regulation process can reach a suitable drying temperature in a short time. Furthermore, the triangular ribs, at the absorber in the same circumstances, provided the best thermo-hydraulic performance parameters compared to rectangular and semi-circular ribs.

Keywords: Mixed convection, Laminar/Turbulent regime, Horizontal channel, Finite volume method, Finite element method, Solar dryer.

TABLE DE MATIERES

Résumé ii
Liste de tableaux viii
Liste des figures ix
Nomenclature xiii

Introduction générale. …… 1

Chapitre I : Généralité et étude bibliographique

I.1. Introduction. …… …… 3

I.2. Classification des séchoirs …… 4

I.2.1. Séchoir solaire direct. …… 5

I.2.2. Séchoir solaire indirect. …… …… 6

I.2.3. Séchoir solaire mixte. …… 8

I.2.4. Séchoir solaire hybride. …… …… 9

I.3. Capteurs solaires plan à air…… 9

I.3.1. Description et fonctionnement du capteur solaire à air. …… 9

I.3.2. Fonctionnement d'un capteur solaire à air. …… 10

I.3.2.1. Paramètres extérieurs (Environnementaux). …… …… 10

I.3.2.2. Paramètres intérieurs. …… …… 10

I.3.3. Types des capteurs solaires à air…… 11

I.3.3.1. Capteur solaire à absorbeur plan…… 11

I.3.3.2. Capteur solaire à absorbeur perméable. …… 12

I.3.3.3. Capteur à absorbeur à géométrie variable. …… 14

I.4. Méthode numérique de la mécanique des fluides (CFD). …… 19

I.4.1. Simulation numérique (CFD) de l'armoire de séchage. …… 20

I.4.2. Simulation numérique (CFD) du capteur solaire à air…… 24

I.4.2.1. Simulation numérique (CFD) des Capteurs solaires à absorbeur plan …… 24

I.4.2.2. Simulation numérique (CFD) des capteurs à absorbeur à géométrie variable (rugueuse). 25

I.5. Conclusion…… 30

Chapitre II : Formulation mathématique

II.1. Introduction. …… 31

II.2. Géométrie et définition du problème. …… …… 31

II.3. Hypothèses simplificatrices. …… 32

II.4. Equations régissant la problématique…… 33

II.4.1. Ecoulement laminaire et convection forcée...……...….... 33

II.4.1.1. Equation de continuité. …… 34

II.4.1.2. Equations de conservation de la quantité de mouvement. …… 34
II.4.1.3. Equation de l'énergie... …….. 34
II.4.1.4. Conditions aux limites. …….. 34
II.4.1.5. Adimensionnalisation des équations. ……. 35
II.4.1.6. Calcul de la fonction de courant... ……. 36
II.4.1.7. Calcul du nombre de Nusselt……. 37
II.4.2. Ecoulement en convection forcée turbulent…… 38
II.4.2.1. Equation de continuité. …….. 38
II.4.2.2. Equations de conservation de la quantité de mouvement. ……. 39
II.4.2.3. Equation de conservation de l'énergie…… 39
II.4.2.4. Equation de transport de l'énergie cinétique turbulente……. 39
II.4.2.5. Équation du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente. …… …….. 39
II.4.2.6. Conditions aux limites. …… 40
II.4.2.7. Adimensionnalisation des équations …… 41
II.5. Conclusion…… 42

Chapitre III : Méthodes Numériques

III.1. Introduction…… 43
III.2. Aperçu général sur les méthodes numériques …… 43
III.3. Méthode des éléments finis …… 44
III.3.1. Equation générale de transport …… 44
III.3.2. Maillage par éléments finis du canal du capteur …… 45
III.3.3. Formulation intégrale (Méthode des résidus pondérés) …… 47
III.3.4. Approximation nodale par éléments finis……..... 47
III.3.5. Discrétisation de la forme intégrale sur un élément de référence…….. 50
III.3.6. Forme intégrale globale discrétisée ……. 51
III.3.7. Méthode de résolution. …… 52
III.3.8. Organigramme……. 53
III.4. Méthode des volumes finis ……. 54
III.4.1. Equation générale de transport …… 54
III.4.2. Discrétisation des équations …… 55
III.4.3. Résolution par Fluent. …… …… 57
III.4.4. Maillage sous Gambit. …… 57
III.4.5. Définition des frontières de notre problème …… 57
III.4.6. Implémentation dans "FLUENT"…… 58
III.4.7. Simple précision ou double précision. …… 59

III.4.8. Choix de la formulation du solveur. …… 59

III.4.8.1. Schémas numériques de discrétisation…… 59

III.4.8.2. Choix du schéma d'interpolation de la pression. …… 60

III.4.8.3. Choix de la méthode de couplage Pression –Vitesse. …… 61

III.4.8.4. Choix des facteurs de relaxation. …… 62

III.5. Conclusion. …… …… 63

Chapitre IV : Résultats et discussion

IV.1. Introduction……. 64

IV.2. Application A : Optimisation d'un capteur a air longitudinal par régulation thermique en régime laminaire …….. 64

IV.2.1. Validation du code de calcul…… 64

IV.2.2. Différent scenario de la régulation……... 65

V.3. Application B : Optimisation des paramètres géométriques et physiques d'un capteur solaire à air en régime turbulent ……. 79

V.3.1 introduction. ……. 79

V.3.2 Validation du notre modèle numérique …… 79

V.3.3 Effet de maillage. ……. 80

V.3.4 Effet de la longueur de l'absorbeur (L). ……... 81

V.3.5 Effet de la hauteur du canal (H). …….. 84

V.3.6 Effet de la température de l'absorbeur (Tabs)…….. 88

V.3.7 Effet du nombre de Reynolds (Re).…….. 92

V.3.8 Effet de l'intégration des nervures …… 96

V.3.8.1. Effet de la hauteur de rugosité relative …….. 96

V.3.8.2. Effet de pas de la rugosité relative …….. 104

V.3.9 Effet de la forme des nervures…….. 111

Conclusion générale ……. 118

Références Bibliographiques…… 120

Liste des tableaux

Tableau II.1 : Conditions aux limites. 41

Tableau III.1 : Les avantages et les inconvénients des différentes méthodes numériques. 44

Tableau III.2 : Equation générale de transport. 45

Tableau III.3 : Fonctions d'interpolations linéaires et leurs dérivées pour un élément de référence quadrilatérale à quatre nœuds. 49

Tableau III.4 : Fonctions d'interpolations quadratiques et leurs dérivées pour un élément de référence quadrilatérale à neuf nœuds. 50

Tableau III.5 : Equation générale de transport. 54

Tableau III.6 : Définition des frontières appropriées à notre problème. 58

Tableau III.7 : Paramètres de sous–relaxation de notre problème. 63

Tableau IV.1 : Comparaison des valeurs numériques des différents paramètres du problème. (*) Résultats de simulation, (o) Résultats analytiques 65

Tableau IV.2 : Vitesse de l'air aux différents points d'injection, période (9h55 à 12h10) 69

Tableau IV.3 : Vitesse de l'air aux différents points d'injection, période (12h10 à 16h35) 72

Tableau IV.4 : Vitesse et température de l'air aux différents points d'injection (Au-delà de 17h00) 76

Tableau IV.5 : test de l'indépendance du maillage 81

Liste des figures

Figure I.1 : Classification des modes de séchage des séchoirs solaires. 5

Figure I.2 : Séchoir solaire indirect. 7

Figure I.3 : Types de capteurs solaires de base 12

Figure I.4 : Capteurs solaire à absorbeur perméable. 13

Figure I.5 : Capteurs à absorbeur à géométrie variable. 15

Figure I.6 : Impact du jet d'air sur la plaque ondulée. 16

Figure I.7 : Capteurs à air solaire avec plaque absorbante rugueuse. 17

Figure I.8 : Vue schématique du capteur solaire à air avec ailettes. 18

Figure I.9 : Différents modèles d'armoire de séchage. 21

Figure I.10 : Modèle physique. 23

Figure I.11 : (a) Domaine de calcul bidimensionnel du réchauffeur d'air solaire et(b) maillage structuré bidimensionnel. 24

Figure I.12 : Configuration expérimentale du DPISDMA. 25

Figure I.13 : Modèle CFD des ailettes utilisées dans le capteur solaire à air. 26

Figure I.14 : (a) Contour de vitesse (b) Contour de température pour un capteur à air solaire à un seul passage. 29

Figure I.15 : (a) Contour de vitesse (b) Contour de température pour capteur à air solaire à flux hélicoïdal. 29

Figure I.16 : (a) Contours des pressions dans le canal d'air de capteur à air solaire, (b) Contours des vitesses d'écoulement de l'air pour Re = 1200 et un pas d'ailette de 40 mm. 30

Figure II. 1 : Séchoir solaire longitudinal. 32

Figure III.1 : Maillage du canal a trois injections. 46

Figure III.2 : Elément quadrilatéral à neuf nœuds 46

Figure III.3 : Elément réel et son élément de référence associé 48

Figure III.4 : Les étapes suivies par la méthode des éléments finis pour la résolution du problème physique étudié dans l'application (A) 53

Figure III. 5 : Volume de contrôle typique. 55

Figure III.6 : Maillage du canal horizontal bidimensionnel. 57

Figure III.7 : Conditions aux limites appropriées à notre problème. 58

Figure III.8 : Schémas de discrétisation. 60

Figure III.9 : Maillage décalé du volume de contrôle 61

Figure IV.1 : Variation du rayonnement solaire global sur un plan horizontal à Ghardaïa le 08 Janvier 2014. 66

Figure IV.2 : Champ de Température dans le séchoir pour différents instants (les isothermes dans le canal avec et sans régulation). 67

Figure IV.3 : Variation de la température du fluide à la sortie du canal. a) pour Re=45 et t=8h30', b) pour Re=85 et t=9h40' 68

Figure IV.4 : Variation de la température du fluide à une position y = 0. a) pour Re=45 et t=8h30', b) pour Re=85 et t=9h40'. 68

Figure IV.5 : Profil des températures dans le séchoir (les isothermes dans le canal avec et sans régulation). 69

Figure IV.6 : Variation de la température du fluide à la sortie du canal avec Re = 85. (a) à t=10h45', (b) à t=11h30', (c) à t=12h10'. 70

Figure IV.7 : Variation de la température du fluide à Y=0 avec Re = 85. (a) à t=10h45', (b) à t=11h30', (c) à t=12h10'. 71

Figure IV.8 : Profil des températures dans le capteur à air (les isothermes dans le canal avec et sans régulation). 72

Figure IV.9 : Variation de la température du fluide à la sortie du canal avec Re = 85 ; (a) à t=13h40', (b) à t=15h10', (c) à t=15h30', (d) à t=16h30'. 73

Figure IV.10 : Variation de la température du fluide à Y=0 avec Re = 85 ; (a) à t=13h40', (b) à t=15h10', (c) à t=15h30', (d) à t=16h30'. 74

Figure IV.11 : Profil des Températures dans le capteur à air (les isothermes dans le canal avec et sans régulation). 74

Figure IV.12 : Variation de la température du fluide à la sortie du capteur avec Re = 25 ; à t=16h55'. 75

Figure IV.13 : Variation de la température du fluide à Y=0 avec Re = 25 ; à t=16h55'. 75

Figure IV.14 : Evolution des températures du fluide à la sortie du canal en injectant de l'air chaud (a) à t=18h ; (b) à t=19h30'. 76

Figure IV.15 : Evolution des températures du fluide à Y=0 en injectant de l'air chaud (a) à t=18h ; (b) à t=19h30'. 76

Figure IV.16 : Evolution des températures du fluide le long du capteur à air en fonction du temps 77

Figure IV.17 : Evolution de la **t**empérature du fluide à la sortie du canal en fonction du temps. 78

Figure IV.18 : Evolution de la **t**empérature en fonction du temps pour les positions : X=10, 20, 30 et 40 78

Figure IV.19 : Validation du notre modèle numérique 80

Figure IV.20 : Evolution du nombre de Nusselt moyen de l'absorbeur en fonction des différents maillages. 81

Figure IV.21 : Contours des isothermes en fonction de la longueur de l'absorbeur, (ΔT= 52.14K, H = 5cm et Re_w= 75600) 82

Figure IV.22 : Contours de la fonction de courant en fonction de la longueur de l'absorbeur, (ΔT= 52.14K, H = 5cm et Re_w= 75600) 82

Figure IV.23 : Evolution de la température moyenne de sortie en fonction de la longueur de l'absorbeur, pour différents ΔT, (H = 5cm, Re_w= 75600) 83

Figure IV.24 : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la longueur de l'absorbeur, pour différents ΔT, (H = 5cm, Re_w= 75600) 83

Figure IV.25 : Evolution du rendement thermique moyen en fonction de la longueur de l'absorbeur, pour différents ΔT, (H = 5cm, Re_w= 75600 et I= 1000 W/m^2). 84

Figure IV.26 : Contours des isothermes en fonction de la hauteur du canal (10 mm ≤ H ≤ 80 mm), (ΔT= 52.14 K, L = 2 m et Rew= 75600) 85

Figure IV.27 : Contours de la fonction de courant en fonction de la hauteur du canal (10 mm ≤ H ≤ 80 mm), (ΔT= 52.14K, L = 2m et Rew= 75600) 86

Figure IV.28 : Evolution de la température moyenne de sortie en fonction de la hauteur du canal, pour différents ΔT. (L = 2m, Rew= 75600) 87

Figure IV.29 : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la hauteur du canal, pour différents ΔT. (L = 2m, Rew= 75600) 87

Figure IV.30 : Evolution du rendement thermique en fonction de la hauteur du canal, pour différents ΔT. (L = 2m, Rew= 75600) 88

Figure IV.31 : Contours des isothermes en fonction de la température de l'absorbeur (8.69K ≤ Tabs ≤ 86.89K), (L = 2m, H = 0.03m et Rew= 75600) 89

Figure IV.32 : Contours de la fonction de courant en fonction de la température de l'absorbeur (8.69K ≤ T_{abs} ≤ 86.89K), (L = 2m, H = 0.03m et Re_w= 75600) 90

Figure IV.33 : Evolution de la température moyenne de sortie en fonction de la température de l'absorbeur. (L = 2m, H = 0.03m et 63000 ≤ Rew ≤ 94500) 91

Figure IV.34 : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la température de l'absorbeur. (L = 2m, H = 0.03m et 63000 ≤ Rew ≤ 94500) 91

Figure IV.35 : Evolution du rendement thermique moyen en fonction de la température de l'absorbeur. (L = 2m, H = 0.03m et 63000 ≤ Rew ≤ 94500) 92

Figure IV.36 : Contours des isothermes en fonction du nombre de Reynolds (63000 ≤ Re_w ≤ 94500), avec (L = 2m, H = 0.03m et ΔT= 35K) 93

Figure IV.37 : Contours de la fonction de courant en fonction du nombre de Reynolds (63000 ≤ Re_w ≤ 94500), pour différent ΔT. (L = 2m, H = 0.03m) 94

Figure IV.38 : Evolution de la température moyenne de sortie en fonction du nombre de Reynolds (63000 ≤ Re_w ≤ 94500), pour différent ΔT. (L = 2m, H = 0.03m) 95

Figure IV.39 : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds (63000 ≤ Re_w ≤ 94500), pour différent ΔT. (L = 2m, H = 0.03m) 95

Figure IV.40 : Evolution du rendement thermique en fonction du nombre de Reynolds (63000 ≤ Re_w ≤ 94500), pour différent ΔT. (L = 2m, H = 0.03m et I= 1000 w/m²) 96

Figure IV.41 : Evolution de la vitesse d'écoulement en fonction de la hauteur du canal, avec (L = 2m, H = 0.03m, ΔT= 35K et Re_w=94500) 97

Figure IV.42 : Evolution du paramètre de performance thermo-hydraulique (THPP) en fonction de la hauteur de la rugosité (e/H), avec (L = 2m, H = 0.03m et ΔT= 35K) 98

Figure IV.43 : Contours des isothermes en fonction de la hauteur de rugosité relative (0.069 ≤ e/D ≤ 0.137), avec (L = 2m, H = 0.03m, ΔT= 35K et Re_w=75600) 99

Figure IV.44 : Contours de la fonction de courant en fonction de la hauteur de rugosité relative (0.069 ≤ e/D ≤ 0.137), avec (L = 2m, H = 0.03m, ΔT= 35K et Re_w=75600) 99

Figure IV.45 : Evolution de la température moyenne de sortie en fonction de la hauteur de la rugosité relative (e/D), pour différents ΔT. (L = 2m, H = 0.03m et Re_w= 75600) 100

Figure IV.46 : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la hauteur de la rugosité relative (e/D), pour différents ΔT. (L = 2m, H = 0.03m et Re_w= 75600) 100

Figure IV.47 : Variation du nombre de Nusselt moyen (Nu_w) en fonction du nombre de Reynolds, pour Différentes valeurs de la hauteur de la rugosité relative (e/D), avec (L= 2m et H= 0.03m) 101

Figure IV.48 : Variation du coefficient de frottement moyen en fonction de la hauteur de la rugosité relative (e/D), pour différents ΔT. (L = 2m, H = 0.03m et Re_w= 75600) 102

Figure IV.49 : Variation du coefficient de frottement moyen en fonction du nombre de Reynolds (Re_w), pour Différentes valeurs de la hauteur de la rugosité relative (e/D), avec (L= 2m et H= 0.03m). 102

Figure IV.50 : Evolution du rendement thermique moyen en fonction de la hauteur de la rugosité relative (e/D), pour différents ΔT. (L = 2m, H = 0.03m et Re_w= 75600) 103

Figure IV.51 : Evolution du paramètre de performance thermo-hydraulique (THPP) en fonction de la hauteur de la rugosité relative (e/D), pour différents ΔT. (L = 2m, H = 0.03m et Re_w= 75600) 103

Figure IV.52 : Evolution du paramètre de performance thermo-hydraulique (THPP) en fonction du nombre de Reynolds, pour différentes valeurs de la hauteur de la rugosité relative (e/D), avec (L = 2m et H = 0.03m) 103

Figure IV.53 : Contours des isothermes en fonction de pas de la rugosité relative (3.125≤ P/e≤ 23.75), avec (L = 2m, H = 0.03m, ΔT= 52.14K et Re_w= 75600) 105

Figure IV.54 : Contours de la fonction de courant en fonction de pas de la rugosité relative (3.125≤ P/e≤ 23.75), avec (L = 2m, H = 0.03m, ΔT= 52.14K et Re_w= 75600) 106

Figure IV.55 : Evolution de la température moyenne de sortie en fonction de pas de la rugosité relative (3.125≤ P/e≤ 23.75), pour différents ΔT avec (L = 2m, H = 0.03m et Re_w= 75600) 107

Figure IV.56 : Variation du nombre de Nusselt moyen (Nu_w) en fonction de pas de la rugosité relative (3.125≤ P/e≤ 23.75), pour différents ΔT avec (L = 2m, H = 0.03m et Re_w= 75600) 107

Figure IV.57 : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds, pour différentes valeurs de pas de la rugosité relative (3.125≤ P/e≤ 23.75), avec (L = 2m et H = 0.03m) 108

Figure IV.58 : Variation du coefficient de frottement moyen en fonction de pas de la rugosité relative (3.125≤ P/e≤ 23.75), pour différents ΔT avec (L = 2m, H = 0.03m et Re_w= 75600) 108

Figure IV.59 : Variation du coefficient de frottement moyen en fonction du nombre de Reynolds, pour différentes valeurs de pas de la rugosité relative (3.125≤ P/e≤ 23.75), avec (L = 2m et H = 0.03m) 109

Figure IV.60 : Evolution du paramètre de performance thermo-hydraulique (THPP) en fonction de pas de la rugosité relative (3.125≤ P/e≤ 23.75), pour différents ΔT avec (L = 2m, H = 0.03m et Re_w= 75600) 109

Figure IV.61 : Evolution du paramètre de performance thermo-hydraulique (THPP) en fonction du nombre de Reynolds, pour différentes valeurs de pas de la rugosité relative (3.125≤ P/e≤ 23.75), avec (L = 2m et H = 0.03m) 110

Figure IV.62 : Evolution du rendement thermique moyen en fonction de pas de la rugosité relative (3.125≤ P/e≤ 23.75), pour différents ΔT avec (L = 2m, H = 0.03m et Re_w= 75600) 110

Figure IV.63 : Contours des isothermes en fonction du nombre de Reynolds pour différentes formes de nervures, avec (L = 2m, H = 0.03m et ΔT= 35K) 111

Figure IV.64 : Contours de la fonction de courant en fonction du nombre de Reynolds pour différentes formes de nervures, avec (L = 2m, H = 0.03m et ΔT= 35K) 112

Figure IV.65 : Evolution de la température moyenne de sortie en fonction de la température de l'absorbeur pour différentes formes 113

Figure IV.66 : Evolution de la température moyenne de sortie en fonction de nombre de Reynolds (Re_w), pour différentes formes 113

Figure IV.67 : Evolution de nombre de Nusselt moyen (Nu_w) en fonction de la température de l'absorbeur pour différentes formes 114

Figure IV.68 : Evolution de nombre de Nusselt moyen (Nu_w) en fonction de nombre de Reynolds (Re_w), pour différentes formes 114

Figure IV.69 : Evolution du coefficient de frottement moyen en fonction de la température de l'absorbeur pour différentes formes 115

Figure IV.70 : Evolution du coefficient de frottement moyen en fonction de nombre de Reynolds pour différentes formes 115

Figure IV.71 : Evolution du paramètre de performance thermo-hydraulique (THPP) en fonction de la température de l'absorbeur pour différentes formes 116

Figure IV.72 : Evolution du paramètre de performance thermo-hydraulique (THPP) en fonction de nombre de Reynolds pour différentes formes 116

Figure IV.73 : Evolution du rendement thermique en fonction de la température de l'absorbeur pour différentes formes 117

Figure IV.74 : Evolution du rendement thermique en fonction de nombre de Reynolds pour différentes formes 117

Nomenclatures

A	rapport d'aspect	
$C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, C_{μ}	constantes du modèle de turbulence k-ε	
C_p	chaleur spécifique	[J.Kg^{-1}.K^{-1}]
D	diamètre hydraulique	
fr	coefficient de frottement	
g	accélération gravitationnel	[m.s^{-2}]
G_k	génération d'énergie cinétique de turbulence due à la flottabilité	
Gr	nombre de Grashof	
H	hauteur du canal	[m]
h	coefficient d'échange thermique local	[W. m^{-2}.K^{-1}]
I	intensité du rayonnement solaire	[W.m^{-2}]
k	énergie cinétique turbulente	[m^2.s^{-2}]
L	longueur du canal	[m]
Nu	nombre de Nusselt, $Nu = \frac{hD}{\lambda}$	
Nu_w	nombre de Nusselt basé sur la largeur du canal, $Nu_W = \frac{hW}{\lambda}$	
P	pression	[N.m^{-2}]
Pe	nombre de Peclet	
P_k	production de l'énergie cinétique turbulente	[m^2.s^{-3}]
Pr	nombre de Prandtl	
q	densité de flux thermique	[W.m^{-2}]
R	constante des gaz parfait	[J mol^{-1} K^{-1}]
Re	nombre de Reynolds, $\mathrm{Re} = \frac{\overline{u}\,D}{\upsilon}$	
Re_w	nombre de Reynolds modifier, $\mathrm{Re}_W = \frac{\overline{u}\,W}{\upsilon}$	
t	temps	[s]
T	température	[K]
u, v	composant vertical et horizontale de la vitesse	[m.s^{-1}]
W	largeur du canal	[m]

Symboles grecs

α	diffusivité thermique	[m^2.s^{-1}]
β	coefficient d'expansion thermique	[K^{-1}]
ε	taux de dissipation de *k*	[m^2:s^{-3}]
σ	nombre de Prandtl laminaire	
σ_k, σ_ε, σ_T	nombres de Prandtl turbulent associés à k,ε et T	

λ	conductivité thermique	[W. $m^{-1}.K^{-1}$]
ϕ	variable instantanée généralisée	
Φ	fonction de dissipation	
Ψ	fonction de courant	
Γ	coefficient généralisé de diffusion	
θ	température adimensionnelle	
χ	constante de Von Karman	
υ	viscosité cinématique	[$m^2.s^{-1}$]
ρ	masse volumique	[$Kg.m^{-3}$]
μ	viscosité dynamique	[$Kg.m^{-1}.s^{-1}$]
μ_t	viscosité dynamique turbulente	[$Kg.m^{-1}.s^{-1}$]
*	valeur adimensionnel	
—	valeur moyenne	

Indices

abs	absorbeur
amb	ambiant ou extérieur
atm	atmosphérique
c	chaud
e	entrée
eff	effectif
m	moyenne
p	paroi
ref, 0	référence
t	turbulent

Introduction Générale

Introduction générale

Les systèmes fonctionnant à l'énergie solaire se composent de nombreuses parties. La partie la plus importante de ces systèmes est le capteur solaire, dans lequel se produit le transfert de chaleur vers le fluide caloporteur (l'air). Les capteurs solaires plans à air sont largement utilisés dans de nombreuses applications telles que l'habitat, l'industrie et l'agriculture. Les capteurs solaires à air, bien qu'ils délivrent de basses températures, ont l'avantage d'être moins coûteux, de conception simple et de nécessiter peu de maintenance.

Pour convertir le maximum d'énergie solaire captée par ce dispositif à un coût minimum, et améliorer les performances des capteurs solaires à air, des modifications sur ces systèmes sont généralement effectuées. La compréhension du comportement thermo-hydrodynamique du fluide caloporteur durant l'échange de chaleur et de masse mis en jeu dans le conduit du capteur solaire à air peut aider énormément les chercheurs à améliorer les performances de ces appareils. Dans le domaine de l'agriculture et particulièrement le séchage solaire, le paramètre clé des capteurs à air est la température de l'air de séchage. Pour atteindre ce paramètre dans la plage de température souhaitée, il est nécessaire d'intervenir sur le fonctionnement des capteurs existants et/ou de trouver une géométrie optimale.

La simulation numérique en mécanique des fluides (Computation Fluid Dynamics CFD) constitue des outils de conception pour réduire le temps et le coût. Elle est largement utilisée par les chercheurs dans l'étude de l'écoulement des fluides et du transfert de chaleur dans les capteurs solaires plan à air.

Le système proposé est un capteur solaire plan à air longitudinal, positionné horizontalement, où l'écoulement du fluide caloporteur est considéré en convection forcée, laminaire ou turbulent. Le problème physique considéré dans cette étude est présenté pour deux cas d'écoulement du fluide.

i. Application A : Trois points d'injection d'air sont considérés au niveau de la plaque absorbante pour réguler et assurer la continuité du processus de séchage. Les processus de régulation en adéquation avec l'intensité du rayonnement solaire sont introduits. Cette configuration est caractérisée par un flux imposé (Condition de Neumann) au niveau de l'absorbeur.
ii. Application B : Les paramètres physiques et géométriques du canal du capteur solaire horizontal et l'effet de l'intégration des nervures sur ses performances thermo-

hydrodynamiques ont été optimisés. Le transfert de chaleur dans le canal longitudinal du capteur solaire se produit essentiellement, au niveau de la paroi supérieure (l'absorbeur) pour une température imposée (Condition de Dirichlet).

Le présent travail est une contribution à la compréhension du comportement de l'écoulement du fluide caloporteur au sein d'un capteur solaire plan à air longitudinal. Le problème physique réel a été simplifié de sorte que le phénomène physique associé soit facile pour l'implémentation numérique. Pour tirer les recommandations qualitatives qui peuvent améliorer les performances thermiques du capteur solaire à air, ce travail comporte l'étude de l'influence de certains paramètres sur le transfert de chaleur par convection forcée à l'intérieur du canal du séchoir solaire longitudinal. Pour atteindre cet objectif, une simulation par la méthode des éléments finis, du comportement thermo-hydrodynamique du canal d'un capteur à air a été proposée pour l'application (A). De plus, une étude par la méthode des volumes finis, utilisant le logiciel commercial Fluent, a été considérée pour optimiser un capteur solaire à air horizontal (Application B).

Le présent travail est structuré en quatre chapitres :

Le premier chapitre donne des généralités et des définitions sur les séchoirs solaires, les capteurs solaires plans à air et l'application de la (CFD) dans l'analyse du comportement thermo-hydrodynamique des écoulements dans ces systèmes.

Le modèle mathématique décrivant l'écoulement et le transfert de chaleur par convection forcée dans le canal d'un capteur solaire à air longitudinal, pour chaque configuration géométrique retenue, est présenté dans le deuxième chapitre.

Le troisième chapitre porte sur la résolution numérique des équations différentielles partielles (EDP) en utilisant la méthode des éléments finis et la méthode des volumes finis, selon la configuration étudiée. La méthode des éléments finis ainsi que la méthode des volumes finis, le logiciel commercial Fluent, ont été brièvement discutées.

Le dernier chapitre traite de la présentation et de l'analyse des résultats obtenus par la résolution numérique des modèles étudiés.

Ce manuscrit est finalisé par une conclusion générale avec des perspectives.

Généralité et étude bibliographique

I.1. Introduction

A l'horizon de l'année 2050, la population mondiale devrait augmenter jusqu'à 9.2 milliards d'individus. Selon les estimations, environ 585 millions de personnes souffrent de malnutrition dans le monde, ce qui dépasse largement l'objectif fixé lors du sommet mondial de l'alimentation. Bien que la prévalence de la sous-alimentation chronique devrait chuter dans les pays en développement de 16% à 4,8% d'ici 2050, il y aura encore environ 370 millions de personnes qui souffriront de malnutrition à cette date. Pour cela, la production alimentaire mondiale nécessite une augmentation de 70%, tandis que dans les pays en développement, elle devra doubler pour garantir la sécurité alimentaire pour tous. Cependant, cela ne suffira pas, car jusqu'à 23% des aliments les plus périssables sont perdus pendant leur parcours dans la chaîne agro-alimentaire, et des pertes surviennent également lors de leur stockage.

Dans les pays développés, l'Organisation des Nations Unies pour l'alimentation et l'agriculture (FAO) estime les pertes post-récolte des fruits et légumes entre 5% et 25% du volume de ces produits, tandis que dans les pays en voie de développement, ces pertes oscillent entre 20% et 50% [1]. En conséquence, il est évident que les pertes après-récolte peuvent avoir une incidence sur l'état nutritionnel de la population et sur l'économie du pays. C'est pourquoi la stratégie commerciale vise à vendre les denrées au moment et à l'endroit les plus propices pour en tirer un bénéfice maximal.

Les pertes post-récoltes de fruits et de légumes sont dues, essentiellement, à l'altération, à la contamination microbienne, à l'infestation d'insectes, aux oiseaux et aux rongeurs et à la détérioration du stockage. La quantité d'humidité présente dans le produit alimentaire est la cause la principale de la détérioration pendant son stockage. Au moment de la récolte, la plupart des produits agricoles ont une teneur élevée en humidité, ce qui provoque le développement de champignons et de bactéries et par conséquent leur détérioration. Le stockage des produits agricoles à un niveau d'humidité sûr, empêche leur détérioration dans les conditions ambiantes [2–6].

Le séchage des produits agricoles, qui est par définition le processus d'élimination de l'humidité, est l'un des processus post-récolte les plus importants pour le stockage des produits agroalimentaires, avec une réduction considérable de l'activité microbienne. En raison de la perte d'humidité, la réduction du poids et de la taille facilite le stockage et le transport des produits agroalimentaires.

Le séchage traditionnel (séchage au soleil à l'air libre) dépend des conditions environnementales, telles que le rayonnement solaire, le vent et d'autres conditions ambiantes

[7]. Le processus de séchage étant relativement lent, des pertes importantes sont produites. Un séchage non uniforme conduit également à la dégénérescence des produits agricoles lors du stockage. De graves problèmes de séchage surviennent, en particulier dans les zones tropicales humides et subtropicales, où les produits alimentaires agricoles doivent être séchés pendant la saison des pluies. Les paramètres clés tels que l'apport de chaleur, la teneur en humidité, la température, le débit d'air de séchage, etc. ne peuvent pas être contrôlés et par conséquent le séchage au soleil à ciel ouvert souffre de l'inconvénient de périodes de séchage très longues ou de vitesses de séchage indésirables [8]. Ces nombreux inconvénients ont conduit à remplacer le séchage au soleil par des séchoirs mécaniques qui utilisent des combustibles fossiles pour chauffer l'air de séchage et l'électricité pour forcer l'air sec à traverser les produits agricoles [9].

Le séchage des produits agricoles est un processus exigeant en énergie. Les coûts élevés, les pénuries de combustibles fossiles et les menaces environnementales ont conduit à l'utilisation de ressources énergétiques propres et vertes dans le domaine du séchage des produits agricoles. Le séchoir solaire est raisonnablement efficace pour le séchage uniforme des produits agricoles dans la plage de températures de 45 à 60 °C, ce qui est nécessaire pour sécher la plupart des produits [10]. Ces séchoirs sont devenus un choix naturel pour remplacer les systèmes de séchage traditionnels à base de combustibles fossiles.

L'objectif principal de l'opération de séchage est de fournir de la chaleur de manière optimale pour donner le meilleur produit avec une dépense énergétique minimale.

De multiples études ont été menées, au cours de ces dernières décennies, sur le séchage des produits agricoles et alimentaires par des séchoirs solaires. Les chercheurs [11,12] ont mentionné que les paramètres clés concernant la qualité des fruits et légumes séchés sont la charge microbienne, la couleur, la rétention des nutriments, la texture, la saveur, la forme du produit, l'attrait visuel, l'activité de l'eau, les conservateurs, l’absence d'insectes et d'autres contaminants, etc. Mustayen et al. [9] ont étudié le potentiel de séchage des produits agricoles dans les séchoirs solaires directs, indirects, mixtes, à convection forcée et à convection naturelle.

I.2. Classification des séchoirs

Les séchoirs solaires sont classés en fonction du mode de circulation de l'air, notamment les séchoirs à circulation naturelle et à circulation forcée ou bien sur le type de séchage, comme le séchage solaire direct, le séchage solaire indirect, le séchage solaire en mode mixte et le séchage

solaire hybride. Ils sont également classés en fonction de la construction du milieu de séchage. La figure I.1 indique la classification des séchoirs solaires et des modes de séchage [13].

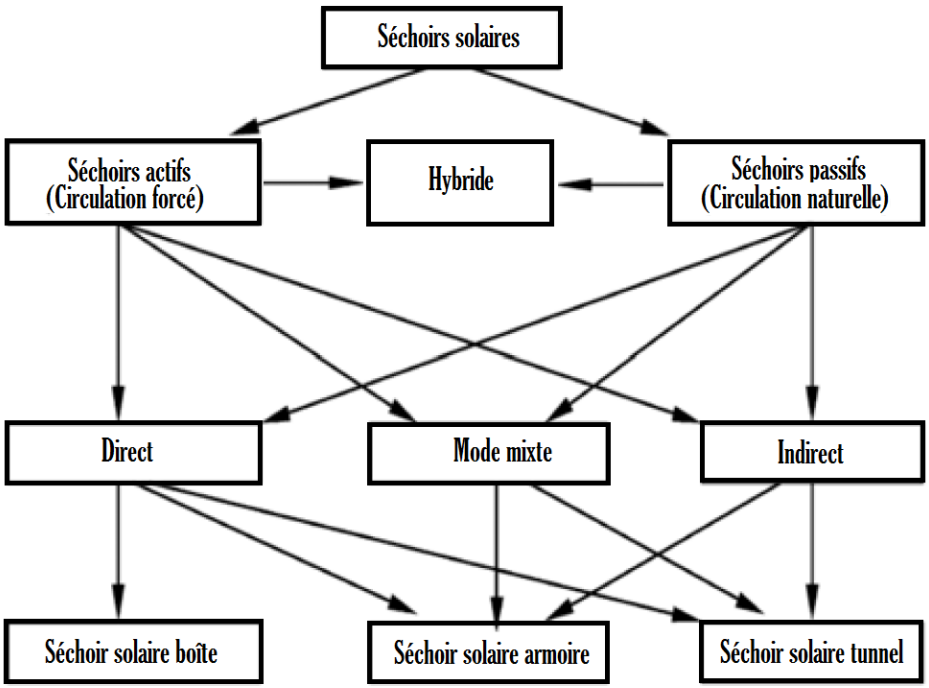


Figure I.1 : Classification des modes de séchage des séchoirs solaires, [13].

Dans les séchoirs solaires à convection forcée (ou séchoirs solaires actifs), l'air de séchage est forcé à travers le capteur solaire vers la chambre du séchoir à l'aide d'un ventilateur. Dans les séchoirs solaires à convection naturelle (ou les séchoirs solaires passifs), le débit d'air requis pour le séchage du produit est mû naturellement ou par les forces de flottabilité générées par la différence de densités de l'air chaud et de l'air ambiant [14, 15].

I.2.1. Séchoir solaire direct

Dans ce type de séchoir solaire, le rayonnement solaire passe à travers un couvercle transparent, généralement en verre, pour être incident sur les produits placés pour le séchage. Le couvercle en verre réduit les pertes de chaleur par convection vers l'environnement et augmente la température à l'intérieur du séchoir, et principalement, il confère simultanément au produit une protection affirmée contre la pluie, la poussière et les insectes [16].

En 1976, Everitt et Stanley ont développé le premier séchoir solaire direct [17]. C'était une unité de logement en forme de boîte avec une couverture transparente. Le but principal de cette unité était de fournir une méthode nouvelle et améliorée qui a aidé à surmonter les lacunes courantes dans le séchage à l'air libre. Cependant, les séchoirs solaires directs présentent

également certains inconvénients dans leur fonctionnement tels que la surchauffe du produit, la qualité indésirable du produit et la capacité de séchage limitée [18].

Chavan et al. [19] ont présenté un examen complet de la conception de divers types de séchoirs solaires directs à convection naturelle. Les explications qualitatives et quantitatives de différentes conceptions de séchoirs NCDT ont été effectuées ainsi qu'une comparaison basée sur différents paramètres tels que la simplicité de conception, le taux de séchage, le coût du séchoir, le temps de séchage, la compacité, la portabilité, l'uniformité d'air et l'efficacité du séchoir.

Sokhansanj et Jayas [20] ont noté que les paramètres influençant de manière significative les performances du séchoir sont : les caractéristiques de l'air de séchage (la température de l'air de séchage, l'humidité et le débit d'air), les variables du produit à sécher (la productivité, la teneur en humidité initiale et finale, la taille et la forme du produit) et les variables dimensionnelles (largeur, longueur, hauteur ou diamètre du séchoir, nombre de passes et configuration du séchoir).

Les avantages du séchage solaire direct sont les suivants :

a. Meilleure protection contre les pluies, la rosée, les débris, etc. par rapport au séchage traditionnel au soleil ouvert.
b. Plus simple et moins coûteux à construire relativement au séchoir solaire indirect pour la même capacité de production.

Les séchoirs solaires directs ont les limitations suivantes :

a. En raison de leur petite capacité, leur utilisation est limitée à des applications à petite échelle.
b. La détérioration de la culture due à une exposition directe au rayonnement solaire.
c. La condensation d'humidité à l'intérieur des couvercles en verre réduit sa transmissivité.
d. L'élévation insuffisante de la température de la culture affecte les prélèvements d'humidité.
e. L'utilisation de revêtements sélectifs sur la plaque absorbante est limitée.

I.2.2. Séchoir solaire indirect

Les séchoirs solaires indirects diffèrent des séchoirs solaires directs en termes de transfert de chaleur et du prélèvement d'humidité. Ils ont un capteur solaire et une unité de séchage séparé. Les produits à sécher dans les séchoirs solaires indirects sont situés dans des plateaux ou des étagères à l'intérieur d'une armoire de séchage opaque. Les séchoirs solaires indirects sont également composés d'un ventilateur et des conduits pour la circulation de l'air [21].

L'objectif de l'unité de capteur solaire est d'obtenir des températures plus élevées tout en contrôlant le débit d'air [22]. Toutefois, il est également constaté que lorsque le capteur solaire fonctionne à des températures plus élevées, son efficacité diminue [23]. Un meilleur séchage du produit, des valeurs de températures optimales et un débit massique d'air peuvent être obtenus à partir d'un capteur solaire ayant une conception optimale. Pour mieux absorber la chaleur nécessaire au séchage des produits, les capteurs solaires sont généralement fabriqués en bois ou en métal, qui est recouvert d'un matériau absorbant approprié tel que le polyéthylène noir [24]. Une vue schématique d'un séchoir solaire indirect est représentée sur la figure I.2.

L'efficacité du séchoir solaire indirect dépend du débit d'air traversant le capteur solaire qui peut être contrôlé en utilisant un ventilateur. L'objectif premier d'un ventilateur est de maintenir un débit d'air souhaité dans l'unité de séchage, ce qui entraîne une évaporation uniforme de l'humidité du produit [25].

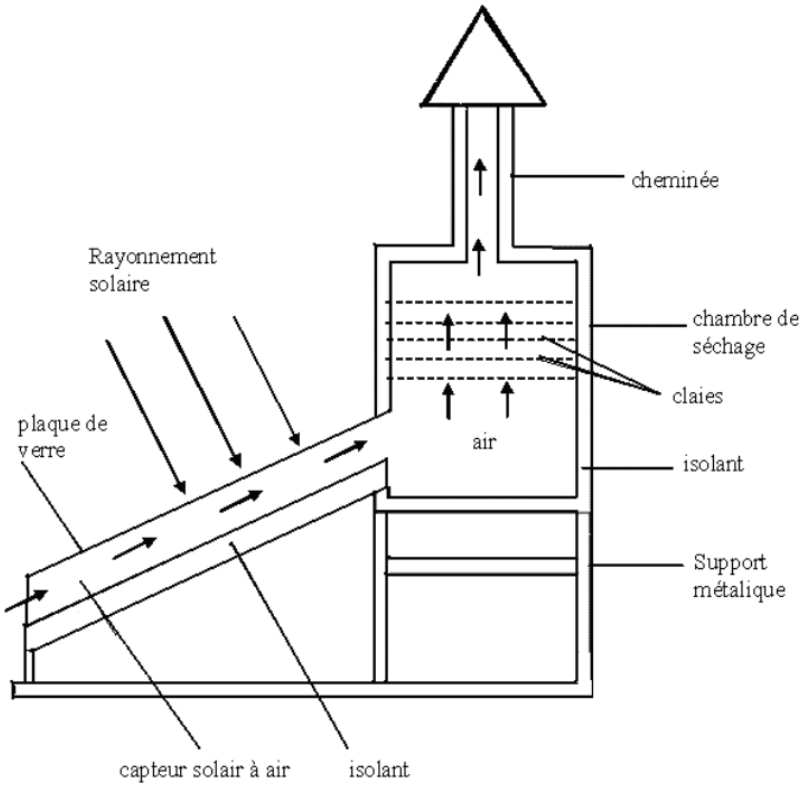


Figure I.2 : Séchoir solaire indirect, [26].

Les séchoirs indirects à convection forcée ont été rapportés supérieurs en termes de vitesse de séchage et de qualité de séchage. En raison de leurs taux de séchage élevés et de leur efficacité énergétique, ils se sont avérés appropriés pour une faible insolation solaire et des zones climatiques à humidité élevée. Étant donné que l'unité du collecteur solaire d'air est la

partie la plus importante des séchoirs solaires indirects, une amélioration significative de celle-ci pourrait conduire à de meilleures performances de séchage du système.

Récemment, des études dans ce sens ont été faites telles que la recirculation de l'air chauffé et l'incorporation d'un double passage, une plaque ondulée en V et à ailettes dans l'unité de collecteur solaire d'air. Aussi, l'intégration d'un système de séchage solaire avec un matériau à changement de phase (Comme la paraffine, les sels hydratés, etc.), utilisé pour le stockage de la chaleur latente ou sensible, est une idée importante pour améliorer les performances de séchage du système pendant une faible insolation et un séchage nocturne [17].

I.2.3. Séchoir solaire mixte

Les séchoirs mixtes sont la combinaison des deux modes de séchage direct et indirect. Dans ce type de séchoir, le produit à sécher subit l'action combinée de deux sources de chaleur, celle des radiations solaires directes incidentes sur le produit et celle de l'air chauffé provenant de l'unité du capteur solaire placé en dessous de la chambre de séchage.

Plusieurs travaux ont été réalisés pour ce type de séchoirs solaires, Hossain et Bala [27] ont construit un séchoir tunnel solaire à mode mixte avec convection forcée pour sécher les poivrons rouges et verts dans des conditions climatiques tropicales au Bangladesh. Le même type de séchoir solaire a été développé par Ramos et al. [28] dans le nord du Portugal. Un modèle de transfert de chaleur et de masse a été développé pour simuler le séchage solaire des raisins. Une bonne prédiction des courbes expérimentales de séchage solaire a été obtenue

Récemment, Lakshmi et al. [29] ont présenté des recherches expérimentales menées sur le séchage des feuilles de Stevia dans un séchoir solaire en mode mixte à convection forcée (MFSCD). César et al. [30] ont également conçu, réalisé et évalué un séchoir solaire mixte passif. Le séchoir solaire évalué a la possibilité de fonctionner comme un séchoir solaire mixte (MSD) ou en mode de séchoir solaire indirect (ISD), la chambre de séchage étant dotée d'une couverture opaque mobile. Les résultats ont montré que le séchage de la tomate en ISD (26 h) prenait plus de temps que le MSD (17 h). Djebli et al. [31] ont présenté les résultats d'une étude expérimentale et thermodynamique du séchage solaire des tomates dans un séchoir solaire mixte à grande échelle. L'objectif était d'obtenir les courbes de séchage et de calculer la diffusivité effective pour prédire la cinétique de séchage et les caractéristiques thermodynamiques du séchage de la tomate de type KAWA.

I.2.4. Séchoir solaire hybride

Dans un séchoir solaire hybride, le séchage est poursuivi pendant les heures creuses par de l'énergie thermique d'appoint ou de l'énergie thermique stockée Par conséquent, le séchage est poursuivi et le produit est préservé d'une éventuelle détérioration par infestation microbienne [32].

Certains séchoirs hybrides ont été développés pour contrôler les conditions d'air de séchage tout au long du processus de séchage indépendamment du rayonnement solaire, en particulier la nuit lorsqu'il n'est pas possible d'utiliser l'énergie solaire en utilisant un autre brûleur à sciure[33], ou en utilisant un poêle à biomasse [34]. Il est rapporté qu'une amélioration significative a été enregistrée après l'ajout de l'appareil de chauffage au séchoir solaire pendant les périodes de faible ensoleillement [35].

I.3. Capteurs solaires plans à air

I.3.1. Description et fonctionnement du capteur solaire à air

Le rôle d'un capteur solaire plan à air est de transformer l'énergie solaire incidente en une énergie thermique à moyennes et basses températures et de la transférer au fluide qui le traverse. La quantité de chaleur absorbée par l'absorbeur dépend du matériau utilisé. Sa performance s'appuie sur le pouvoir absorbant d'une surface sélective ou non sélective (un corps noir spécifié par une émissivité relativement faible et une absorption très élevée appelé absorbeur). L'absorbeur transfère une partie de cette énergie reçue à un fluide caloporteur (l'air), et réémet le reste dans l'infrarouge. Pour être qualifié d'absorbeur parfait, une surface doit être très absorbante dans la plage de longueurs d'onde visibles et peu émissive dans la plage infrarouge. Une couverture, généralement en verre, est posée au-dessus de l'absorbeur, elle est transparente aux rayonnements solaires visibles, mais opaque à l'infrarouge qu'elle absorbe et réémet vers l'absorbeur. Donc, elle a pour objectif de maximiser la transmission du rayonnement solaire incident et de minimiser les pertes thermiques par convection et par rayonnement infrarouge, C'est ce qu'on appelle l'effet de serre. L'isolation de la paroi latérale et arrière est assurée par des matériaux (isolants thermiques) ayant une faible conductivité thermique. Comme isolants les plus utilisés, on notera la fibre de verre ou la laine de roche, le chanvre, la fibre de boise, les fibres naturelles et les mousses.

I.3.2. Fonctionnement d'un capteur solaire à air

Les capteurs solaires plans à air sont particulièrement utilisés pour le séchage des produits agricoles et le chauffage des locaux. Trois modes de transferts thermiques entre les éléments du capteur peuvent être considérés : la convection, la conduction et le rayonnement. En outre, les paramètres caractérisant le fonctionnement d'un capteur plan peuvent être classés en deux catégories : extérieurs et intérieurs.

I.3.2.1. Paramètres extérieurs (environnementaux)

Les principaux paramètres externes intervenant directement sur les performances d'un capteur plan à air sont :

- Le flux incident : le rayonnement solaire global incident est composé de deux constituants, directe et diffuse, dont le pourcentage varie selon la position du soleil, la durée d'ensoleillement et l'état du ciel.
- La vitesse du vent : La vitesse du vent est un facteur qui affecte considérablement la productivité des capteurs plans. Une vitesse du vent élevée augmente les pertes de chaleur par convection vers l'extérieur [36].
- La température ambiante et la température du ciel : Différentes formes d'équations sont disponibles pour lier la température du ciel à la température ambiante [37]. Néanmoins, l'expression générale la plus utilisée qui les relie est celle donnée par Swinbank [38].

I.3.2.2. Paramètres intérieurs

a) Paramètres structurels
   - Les dimensions de différents éléments du capteur : longueur, largeur et épaisseur
   - L'orientation et l'angle d'inclinaison du capteur
   - La surface de captation du rayonnement solaire

b) Paramètres de fonctionnement
   - La température en amont du capteur.
   - Le débit du fluide caloporteur.

En tenant compte du coût de réalisation, ces paramètres sont très importants. Ils permettent d'avoir un capteur solaire à air optimal avec un meilleur rendement thermique.

I.3.3. Types des capteurs solaires à air

L'amélioration des performances thermiques des capteurs solaires à air dépend de la sélection parfaite des paramètres thermo-physiques, géométriques et optiques. Parmi ces paramètres, le choix de la matière absorbante et de la couverture, l'épaisseur de la lame d'air, la longueur et la largeur du capteur, la hauteur du canal, l'épaisseur de l'isolant, etc...

Afin de capter le maximum d'énergie solaire au moindre coût, plusieurs types de capteurs solaires à air ont été réalisés et testés à travers plusieurs chercheurs dans le monde.

Les types des capteurs solaires plans à air peuvent être triés en trois classes principales :

- Les capteurs à absorbeur plan.
- Les capteurs à absorbeur perméable.
- Les capteurs à absorbeur à géométrie variable.

I.3.3.1. Capteur solaire à absorbeur plan

Les capteurs solaires plans se diffèrent par le nombre de vitrages placés et par le type de flux d'air utilisé dans ces capteurs. Trois principaux types de base des capteurs solaires à air simples avec vitrage sont illustrés dans la Figure I.3. Type (a) : capteur avec un écoulement d'air entre la plaque absorbante et la vitre. Type (b) : capteur avec un espace d'air enfermé entre la couverture transparente et la plaque absorbante pour réduire les échanges de chaleur avec l'extérieur, et un écoulement d'air entre la plaque absorbante et l'isolant. Type (c): Capteur à double canal ou à double passage, où l'air s'écoule entre la vitre et la plaque absorbante, généralement utilisé comme un préchauffeur, avant de passer à travers la conduite entre l'absorbeur et l'isolant [39].

Lorsque des augmentations de la température à des niveaux plus élevées sont souhaitées, il est nécessaire de réduire les déperditions thermiques par convection et par rayonnement grâce à l'utilisation des capteurs solaires à air à double ou à triple vitrage.

Généralement, pour avoir une gamme de température varie de 10 °C à 35 °C, les capteurs solaires plan à air à simple vitrage sont globalement plus rentables que ceux à double ou à triple vitrage. Les capteurs solaires à air à simple vitrage sont alors plus adapté aux systèmes solaires destinés au séchage. [40].

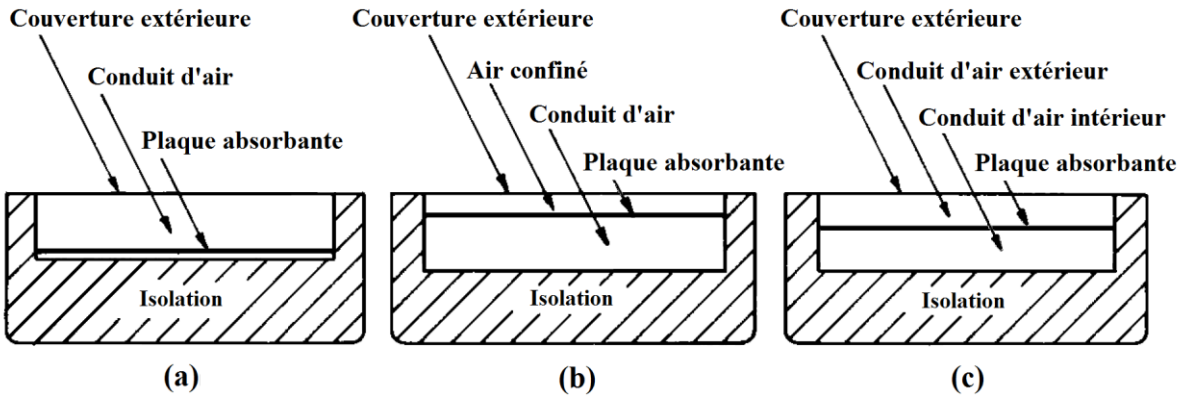


Figure I.3 : Types de capteurs solaires de base, [39].

Satcunathan et Deonarine [41] ont suggéré l'utilisations d'un capteur solaire plan à air à deux passages afin de réduire les pertes par le haut. L'air circule d'abord dans l'espace aménagé entre le couvert en verre et la plaque absorbante, puis il est induit à travers la conduite sous la plaque absorbante. Les pertes thermiques d'un ou de plusieurs verres de recouvrement peuvent être fortement réduits en utilisant de tels systèmes. Ces systèmes sont 10 à 15% plus efficaces qu'un système à passage unique.

I.3.3.2. Capteur solaire à absorbeur perméable

Les matériaux poreux sont devenus de plus en plus intéressants pour une application dans des échangeurs de chaleur à haute température. L'idée d'utiliser une matrice poreuse noire comme absorbeur solaire et comme échangeur de chaleur n'est pas nouvelle. Dans cette conception, une matrice absorbante est placée dans le trajet d'écoulement de l'air entre le vitrage et une plaque arrière absorbante. Le matériau de matrice peut être une plaque de métal déployée, une jauge en coton ou un matériau poreux faiblement conditionné. Ce type de capteurs offre un rapport transfert thermique / volume élevé ; il peut également offrir de faibles pertes par frottement selon la conception.

L'analyse des caractéristiques de transfert de chaleur et de frottement du fluide d'un tel collecteur indique un rendement supérieur à celui des collecteurs à plaques planes et des pertes par frottement beaucoup plus faibles [42]. Pour les capteurs à une matrice perméable, le rayonnement solaire incidente pénètre dans la masse de l'absorbeur et l'air continu de s'échauffer en passant à travers la matrice absorbante.

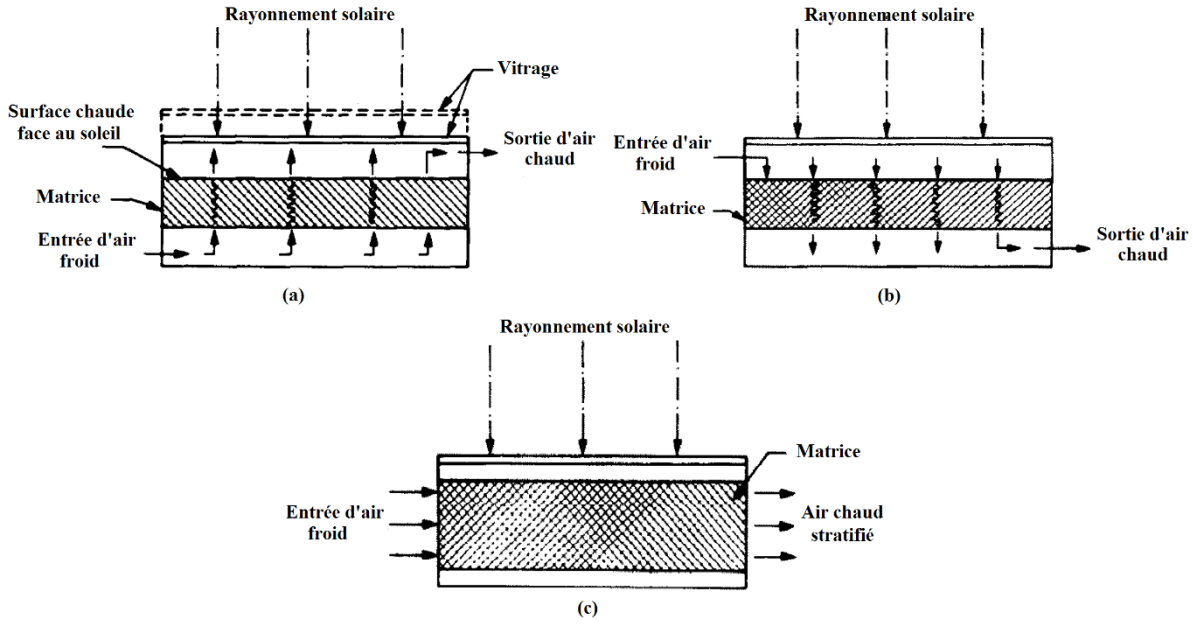


Figure I.4 : Capteurs solaire à absorbeur perméable, [43].

L'étude expérimentale des capteurs solaires à air à un seul passage avec différents milieux poreux a été menée par Kapardar et Sharma [44]. La laine d'acier et la laine de verre ont été utilisées comme des milieux poreux. L'efficacité thermique du capteur solaire à air a été examinée en modifiant le débit massique et en utilisant différents types de milieux poreux. Les milieux poreux fournissent une grande surface pour le transfert de chaleur et ont donc un coefficient de transfert de chaleur élevé. Leur utilisation comme absorbeurs améliore le transfert de chaleur entre l'absorbeur et le fluide caloporteur. Les auteurs ont constaté que le capteur solaire à air utilisant de la laine d'acier est d'environ 10% plus efficace que celui de la laine de verre, et d'environ 26% de plus que le capteur conventionnel.

Gupta et al. [45] ont effectué Une analyse expérimentale pour prédire l'effet du débit massique d'air sur les performances thermiques et sur la chute de pression à travers le collecteur. Leur objectif est d'analyser l'efficacité thermique des capteurs à air solaires, avec et sans milieu poreux, à simple passe et à double passe. Il s'avère que l'efficacité thermique est fortement liée au le débit massique. Lorsque ce débit augmente, l'efficacité augmente ainsi que la perte de charge. L'utilisation du milieu poreux augmente la température de sortie et l'efficacité du système à double passage de 5% par rapport au capteur à air à un seul passage et de 2 à 3% de plus en double passage sans milieu poreux.

Il existe de nombreuses études dans la littérature qui ont analysé différents capteurs solaires. La plupart des chercheurs étudient généralement l'influence des paramètres de conception de l'absorbeur sur l'efficacité du capteur. Verma et Varshney [46] ont présenté les résultats de performance d'un capteur solaire plan à air à matrice métallique, basant sur un modèle mathématique développé ils ont étudié l'effet de différents systèmes et paramètres de fonctionnement sur les performances thermo-hydrauliques.

I.3.3.3. Capteur à absorbeur à géométrie variable

Les capteurs solaires plans convertissent le rayonnement solaire incident en énergie thermique emportée par le fluide caloporteur (l'air). Dans le but d'améliorer le taux de transfert de chaleur au sein du canal d'un capteur solaire à air, l'application de la rugosité artificielle sur la surface de la plaque absorbante est l'une des techniques les plus efficaces. Jusqu'à présent, un nombre important de géométries de l'élément de rugosité ont été étudiés et leur effet sur l'amélioration du transfert de chaleur a été investigué. Concernent la plaque absorbante artificiellement rugueuse, de nombreuses études expérimentales ont été rapportées dans la littérature par divers auteurs. Les corrélations du coefficient de transfert de chaleur et du facteur de frottement dans des conduites rugueuses des capteurs solaires à air, développés sur la base de l'étude expérimentale par divers chercheurs, ont été examinées et présentées par Varun et al. [47]. L'amélioration du coefficient de transfert de chaleur ont été comparée avec les résultats d'une conduit lisse dans les conditions d'écoulement similaires. Il s'agit également d'une comparaison des performances thermo-hydrauliques de différentes géométries de la conduite du capteur solaire à air qui ont été examinées et présentées.

a) Capteur solaire à air à absorbeur ondulé

Il existe de nombreuses variantes de capteurs à absorbeur à géométrie variable, qui ont pour objectif d'augmenter la surface d'échange en modifiant la forme de l'absorbeur. L'absorbeur ondulé en V s'est avéré être un absorbeur très efficace. La feuille absorbante est pliée en forme d'accordéon pour former une série de canaux linéaires afin d'augmenter la surface d'échange. L'énergie absorbée est transférée à l'air circulant à travers les canaux intérieurs ou extérieurs. L'air chauffé est ventilé naturellement ou grâce à un système de ventilation [48].

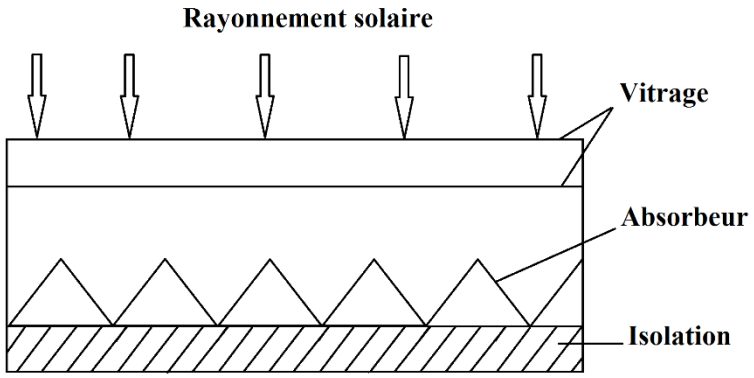


Figure I.5 : Capteurs à absorbeur à géométrie variable, [48].

Karim et al. [49] ont indiqué que l'absorbeur ondulé en V en mode double passage avec contre-courant était le plus efficace. Ils ont développé Un code MATLAB pour la simulation numérique, et les résultats de la simulation ont été vérifiés avec les résultats expérimentaux. Ils ont également démontré que les paramètres tels que la longueur du capteur, le débit, la température de l'air d'admission et le rayonnement solaire affectaient considérablement l'efficacité des capteurs.

Karim et Hawlader [48] ont constaté que l'absorbeur ondulé en V était plus efficace que le collecteur à plaque plate. Leurs résultats montrent que l'absorbeur ondulé en V est respectivement de 10 à 15 et 5 à 11% plus efficace en mode simple passe et double passe par rapport aux absorbeurs à plaque plate. Le fonctionnement en double passe du collecteur a amélioré l'efficacité des trois collecteurs. L'amélioration de l'efficacité pour le mode double passe était plus significative dans les collecteurs plats que dans les collecteurs à absorbeurs ondulés en V.

Aboghrara et al. [50] ont étudié expérimentalement la température de sortie et l'efficacité du capteur solaire à air solaire. La configuration du prototype expérimentale a été conçue et fabriquée pour étudier l'effet de l'impact des jets sur la plaque absorbante ondulée, à travers des jets circulaires dans le conduit du capteur solaire à air, et comparé avec l'impact du jet sur les capteurs solaires lisses. L'effet du débit massique de l'air et du rayonnement solaire sur la température de l'air de sortie et l'efficacité du capteur solaire à air sont analysés. Les résultats montrent que l'impact du jet d'écoulement sur l'absorbeur à plaques ondulées est un facteur important pour l'amélioration du transfert de chaleur. La présente enquête conclut que le débit massique d'air influence considérablement le transfert de chaleur sur les capteurs solaires à air. D'autant plus que l'efficacité thermique du conduit de la conception proposé est observée près

de 14% de plus par rapport au conduit lisse. Par conséquence, l'efficacité thermique augmente avec l'augmentation du débit massique.

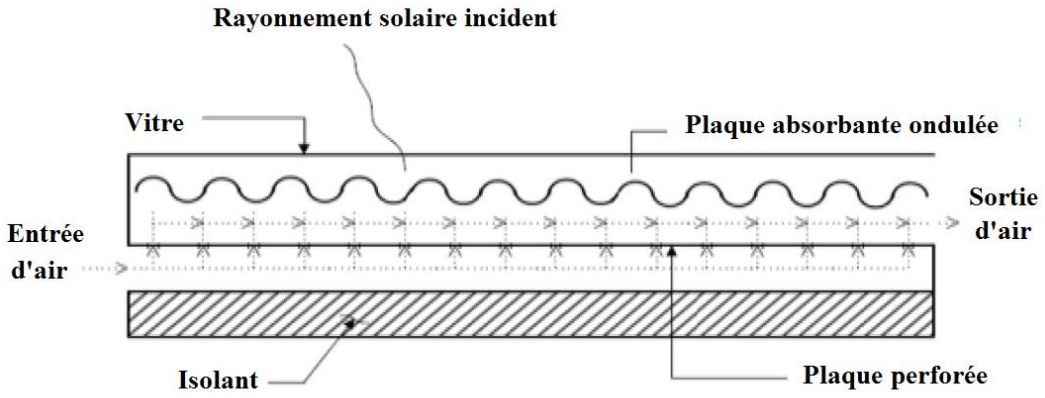


Figure I.6 : Impact du jet d'air sur la plaque ondulée, [50].

b) Capteur solaire à air à absorbeur rugueux

La rugosité artificielle est un procédé bien connu pour augmenter le transfert de chaleur d'une surface. Pour rendre la surface de l'absorbeur rugueuse, soit en ajoutant de manière aléatoire des grains de sable, soit en utilisant des éléments de rugosité géométrique réguliers sur la surface. Cependant, l'augmentation du transfert de chaleur s'accompagne d'une augmentation de la résistance à l'écoulement du fluide. Plusieurs chercheurs ont tenté de concevoir un canal rectangulaire artificiellement rugueux qui peut améliorer le transfert de chaleur avec des pertes de d'écoulement minimales. De nombreux chercheurs ont étudié ce problème dans le but de développer des prédictions précises du comportement d'une géométrie de rugosité donnée et de définir une géométrie qui donne les meilleures performances de transfert de chaleur pour un frottement d'écoulement donné.

Dans le cas d'un capteur solaire à air, les éléments de rugosité ne doivent être considérés que sur la plaque absorbante. Une seule paroi du passage d'air rectangulaire est soumise à un flux thermique uniforme tandis que les trois autres parois sont isolées. Il est bien connu que le coefficient de transfert de chaleur entre la plaque absorbante et le fluide caloporteur est généralement médiocre, ce qui se traduit par un rendement bas. L'efficacité du capteur solaire à air peut être améliorée en utilisant une rugosité artificielle sous la forme de différents types de nervures répétées sur la plaque absorbante. Il a été constaté que la rugosité artificielle appliquée à la plaque absorbante d'un capteur solaire à air solaire pénètre dans la sous-couche visqueuse pour favoriser la turbulence qui, à son tour, augmente le transfert de chaleur de la

surface par rapport au capteur solaire à air lisse. Cette augmentation du transfert de chaleur s'accompagne d'une augmentation des pertes de charge par frottement et donc des exigences d'une grande vitesse d'écoulement de l'air à travers la conduite. Afin de maintenir les pertes de charge par frottement à un faible niveau, la turbulence doit être créée uniquement dans la région très proche de la surface du conduit, cela signifie dans la sous-couche laminaire [51].

Karwa et al. [52] ont présenté les résultats d'une étude théorique et expérimentale des performances thermiques d'un capteur solaires à air avec une rugosité de nervure chanfreinée répétée du côté écoulement d'air des plaques absorbantes. L'étude montre une amélioration substantielle de l'efficacité thermique (10 à 40%) par rapport aux capteurs solaires à air à plaques absorbantes lisses en raison de l'augmentation du nombre de Nusselt (de 50% à 120%). L'amélioration de l'efficacité thermique s'accompagne également d'une augmentation considérable de la puissance de ventilation requise en raison de l'augmentation du facteur de frottement (80% à 290%). Aux faibles débits, correspondant à des applications nécessitant de l'air à haute température, le capteur solaire à air, avec des éléments de rugosité ayant une hauteur de rugosité relative élevée, donne de meilleures performances. Cependant, à des débits élevés, l'augmentation de la puissance de ventilation est supérieure au gain relatif dans la collecte d'énergie pour une hauteur de rugosité relative plus grande, et par conséquent, le gain net est plus élevé pour des hauteurs de rugosité plus petites. À des débits encore plus élevés, le capteur à air à conduit lisse a une meilleure efficacité effective.

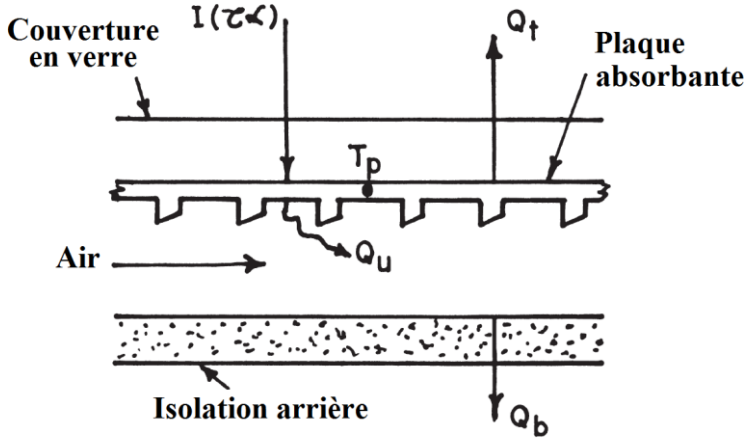


Figure I.7 : Capteurs à air solaire avec plaque absorbante rugueuse, [52].

Le capteur solaire à air à ailettes est une version modifiée du capteur solaire à air simple, où le coefficient de transfert de chaleur est augmenté en utilisant des ailettes sur la plaque de l'absorbeur. Les ailettes sont généralement situées dans le passage d'écoulement d'air. Chabane et al. [53] ont comparé un capteur solaire à air (SAH) à passe simple avec ailettes avec un autre

SAH sans ailettes. Le capteur à ailettes possède cinq ailettes longitudinales placées sous la plaque absorbante pour augmenter la surface d'échange de chaleur et uniformiser l'écoulement du fluide dans le conduit. Ils ont étudié l'effet du débit massique d'air sur la température de sortie, le transfert de chaleur dans l'épaisseur du capteur solaire et le rendement thermique. Cette étude a indiqué une amélioration préférable du rendement thermique (ɳ) pour deux valeurs de débit massique (ṁ) de 0,012 et 0,016 kg / s par rapport au SAH conventionnel.

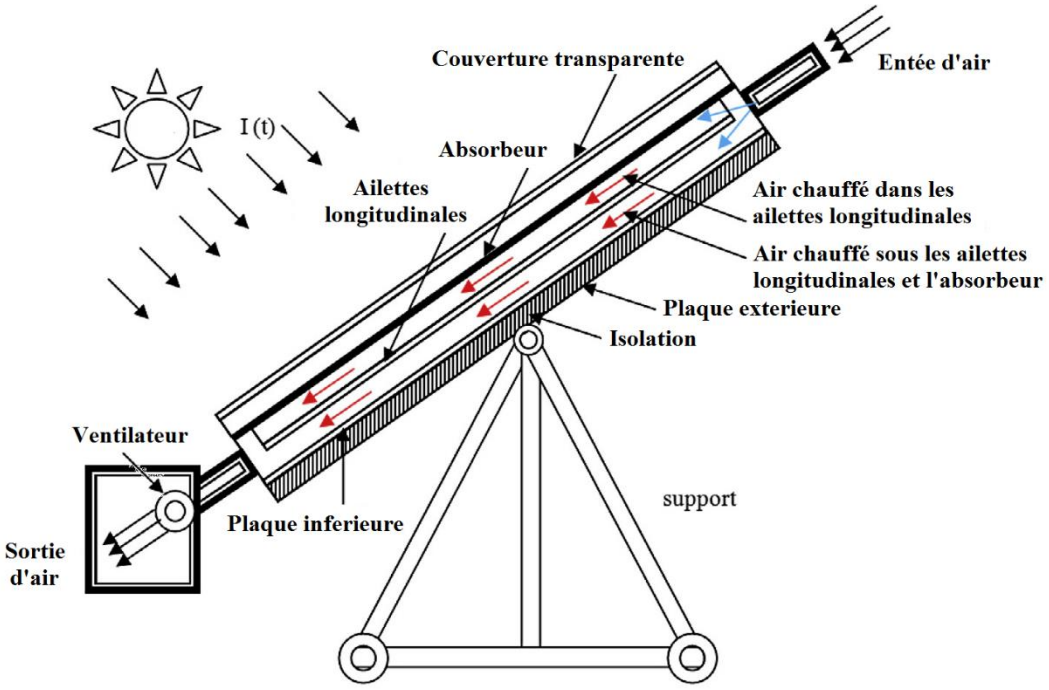


Figure I.8 : Vue schématique du capteur solaire à air avec ailettes, [53].

Récemment, Phu et Luan [54] ont présenté un examen détaillé sur l'analyse d'énergie et d'exergie d'un capteur solaire à air rugueux. Dans cet article, diverses formes de rugosité telles que des nervures, des robinets torsadés, des chicanes et des déchets métalliques ont été étudiées pour leurs effets sur le transfert de chaleur et le frottement lorsque le flux d'air passe sur la plaque absorbante. Les critères d'évaluation de la rugosité sur la plaque absorbante, y compris le paramètre de performance thermo-hydraulique, l'efficacité thermique, l'efficacité effective et l'efficacité exergétique ont été présentés et comparés. Les résultats ont montré que les côtes saillantes en forme d'arc indiquaient le plus grand nombre de Nusselt. Les côtes présentaient le paramètre de performance thermo-hydraulique le plus élevé pour un nombre de Reynolds supérieur à 5000. L'impact des jets avec des nervures en forme d'arc et des éléments de rugosité des déchets métalliques se sont avérés entraîner les plus faibles efficacités d'exergie. Les rendements effectif et exergétique les plus élevés étaient de 70% et 1,9%, respectivement. Le paramètre de performance thermo-hydraulique variait de 0,5 à 2,0. Le document de synthèse

vise à fournir des informations sur les géométries de rugosité étudiant à la fois, la première et la deuxième loi de la thermodynamique et le chiffre des mérites pour décrire la rugosité artificielle dans un capteur solaire à air.

I.4. Méthode numérique de la mécanique des fluides (CFD)

La technologie informatique a conçu de nombreux outils de simulation pour étudier les caractéristiques des processus de tout système avant sa fabrication. Ainsi, avant de mettre à l'échelle le système de séchage, il est fortement recommandé d'effectuer le modèle de simulation du système pour prédire et analyser ses performances à court et à long termes ; ce qui contribue finalement à l'étude économique associée au séchage solaire de divers produits.

Plusieurs auteurs [54–59] ont utilisé divers logiciels commerciaux dans des applications de séchage solaire, en particulier dans l'optimisation des paramètres de conception des séchoirs solaires. Ces analyses basées sur des logiciels permettent non seulement de gagner du temps, mais contribuent également à optimiser l'investissement en capital dans les systèmes de séchage solaire. Les logiciels de simulation CFD (Ansys Fluent), Comsol Multiphysics, MATLAB et TRNSYS ont été couramment utilisés pour l'analyse des performances thermiques. L'utilisation du diagramme sigma et de Statistica a été largement utilisée pour étudier les performances des séchoirs solaires [61].

Rajkotia et al. [62] ont conclu que pour concevoir un séchoir solaire à convection naturelle, l'analyse thermique n'est pas suffisante. L'analyse CFD est nécessaire car elle implique tous les paramètres, tels que la température, la vitesse, le débit massique, etc. L'analyse CFD donne la solution approchée qui permet au chercheur d'analyser la conception optimale et les performances globales du séchoir solaire à convection naturelle. La conception optimale peut être introduite par l'analyse CFD en variant les différents paramètres tels que la zone d'entrée du séchoir et la plaque réflectrice, le diamètre de la section de sortie du capteur solaire et son angle d'inclinaison.

Romero et al. [63] ont effectué une analyse comparative de la distribution de température entre la simulation à l'aide du logiciel ANSYS Fluent et celle des tests expérimentaux. Leurs résultats indiquent une bonne cohérence entre les températures simulées et celles expérimentales à la sortie du capteur solaire, contrairement aux températures à l'intérieur de l'armoire de séchage. Ils ont expliqué que la mauvaise corrélation est due à l'approximation d'un coefficient de transfert de chaleur constant et ils ont recommandé un coefficient de transfert de chaleur en fonction du temps pour les futures études connexes.

I.4.1. Simulation numérique (CFD) de l'armoire de séchage

L'armoire de séchage est un composant très important du séchoir. La modélisation de cette partie du séchoir par la méthode thermodynamique n'est pas suffisante pour créer des solutions efficaces. En effet, l'écoulement dans cette zone est bidimensionnel surtout si la géométrie est compliquée. Dans ce cas, l'utilisation de la méthode de dynamique des fluides numérique (CFD) est un moyen pratique d'évaluer les paramètres du flux d'air. Cette méthode peut prédire quel changement de conception est le plus crucial pour améliorer les performances. Plusieurs études ont utilisé cette méthode [63–65]. Wei et al. [67] ont analysé le transfert de chaleur et de masse à travers une chambre de séchage naturelle couplée à une cheminée et un absorbeur poreux. Ils ont considéré que le flux d'air était une convection de turbulence en utilisant le modèle k-ε. Ils ont étudié les influences de l'absorbeur poreux et de la hauteur du séchoir sur les performances de transfert de chaleur et de circulation d'air dans le système de séchage. Ils ont constaté que l'utilisation d'un absorbeur poreux incliné augmentait la température et la vitesse à la sortie. Un système de séchage plus élevé mène à une température du flux d'air plus basse et une vitesse du flux d'air plus élevée à la sortie de la cheminée.

Ghaffari et al. [68] ont présenté une étude numérique d'un séchoir solaire indirect. La chambre de séchage a été modélisée par la dynamique des fluides numérique (CFD). Tandis que les deux autres parties du séchoir (la cheminée et le collecteur) ont été simulées thermodynamiquement. Ils ont calculé la chaleur transférée pendant le processus de séchage et ont traité cette valeur comme source de chaleur négative dans les plateaux, considérés comme un saut poreux. En conséquence, les auteurs ont constaté que le modèle était cohérent avec les résultats expérimentaux de la littérature. Ce qui révèle que la modélisation des sauts poreux adoptée par les auteurs est bien appropriée au séchoir solaire considéré. Ils ont conclu aussi qu'en ajoutant quelques chicanes dans la partie inférieure de la chambre et en dirigeant l'air chaud vers les produits, une augmentation de l'efficacité et de la vitesse de séchage a été obtenue. Ainsi, l'ajout de chicanes peut être utilisé comme un remède efficace pour augmenter l'efficacité.

Amanlou et al. [69] ont analysé une nouvelle conception d'armoire de séchage. Ils ont étudié théoriquement sept géométries différentes de séchoirs en armoire à l'aide du logiciel Fluent. Les auteurs ont supposé que les plateaux étaient un support poreux pour le flux d'air en utilisant des données empiriques. Ils ont constaté que l'augmentation de la taille d'entrée donne une température de l'air de séchage plus élevée. L'augmentation de l'angle de divergence améliore la distribution de la vitesse de l'air et le déplacement de l'ouverture de la sortie de l'air vers le

centre donne une distribution de la vitesse de l'air plus uniforme au niveau des zones du plateau. Le déplacement de l'ouverture de la sortie d'air vers la droite de la conception affaiblirait la distribution de la vitesse de l'air dans les coins de la chambre de séchage.

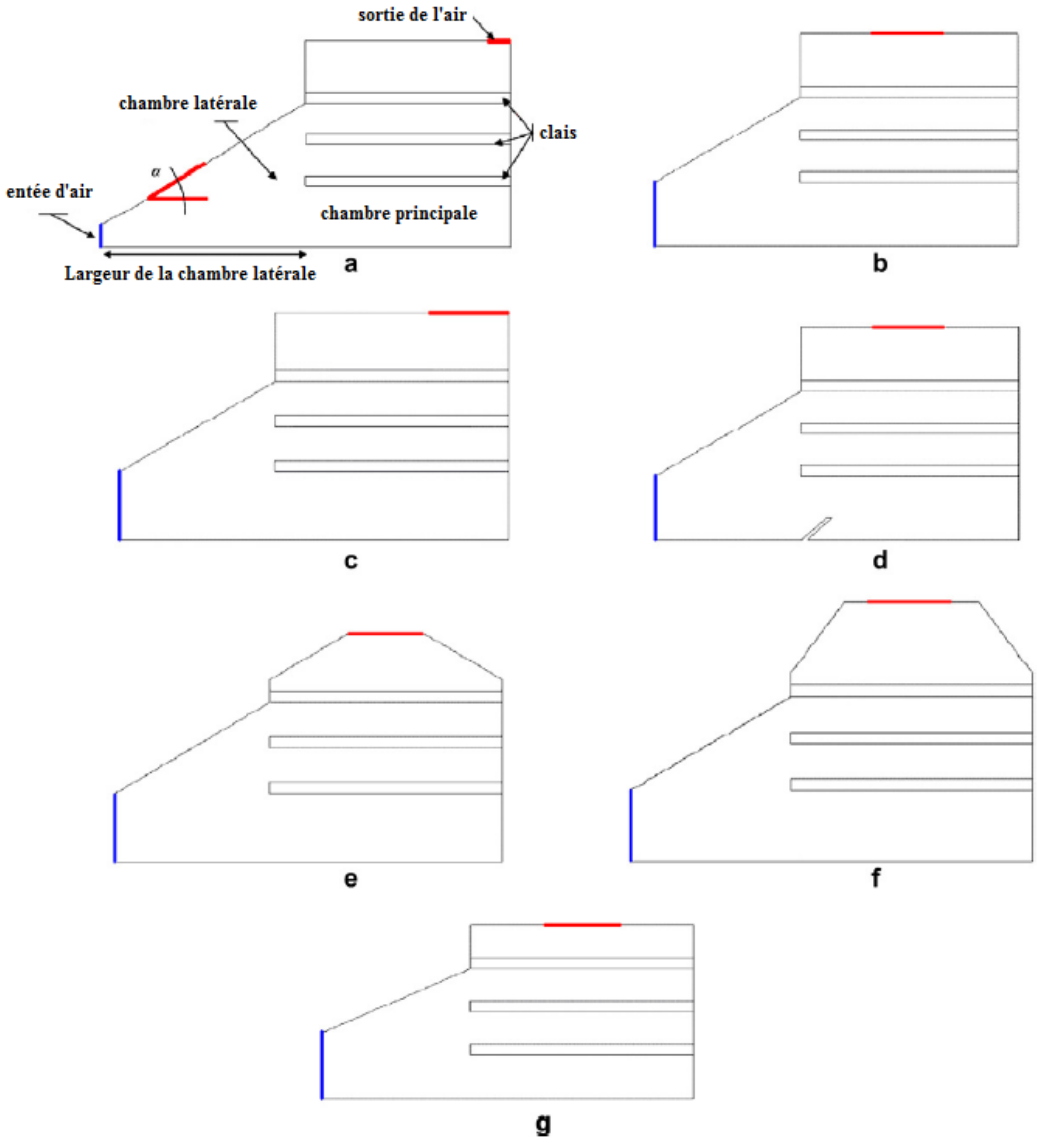


Figure I.9 : Différents modèles d'armoire de séchage, [69].

Un modèle CFD a été développé par Sanghi et al. [55] pour simuler le processus de séchage du maïs dans l'armoire d'un séchoir solaire à convection naturelle. Les performances du séchoir ont été simulées dans des conditions de temps clair et couvert. Le modèle permettant de visualiser les profils de température, d'humidité et de vitesse de l'air dans le séchoir a révélé une stagnation d'air qui limite la capacité de séchage dans le séchoir. En validant leur modèle avec des résultats expérimentaux, les auteurs ont trouvé une sur-prédiction de la température (8,5%)

et de l'humidité (21,4%). Le modèle de Sanghi et al. est utilisé pour étudier l'effet des modifications de conception sur les performances du séchoir. L'élimination de la stagnation et l'amélioration de la convection naturelle augmenteront donc le taux d'élimination de l'humidité et par conséquent l'efficacité du séchoir.

Mathioulakis et al. [64] ont construit un séchoir à air industriel à plateau pour le séchage de plusieurs fruits. Le mouvement de l'air à l'intérieur de la chambre de séchage a été simulé par un modèle de la dynamique des fluides numérique (CFD). Les profils de pression et les vitesses de l'air dans la chambre de séchage au-dessus du produit ont été déterminés par la méthode CFD et un manque d'homogénéité spatiale des vitesses de l'air au-dessus du produit a été détecté. Des tests de séchage de plusieurs fruits ont été réalisés et le résultat du séchage, exprimé en fraction de perte de poids, a été traité. Il y avait une variation du degré de séchage dans plusieurs plateaux et la non-uniformité a été attribuée à certaines zones de la chambre : La comparaison des données obtenues par le CFD et des données obtenues des tests de séchage a montré une forte cohérence entre la vitesse de séchage et la vitesse de l'air.

Chaatouf et al. [70] ont présenté une étude de l'effet des plateaux dans un séchoir solaire indirect sur la distribution de l'air à l'intérieur de la chambre, en utilisant ANSYS Fluent. Leur objectif était de trouver une température et une vitesse uniformes pour un nombre optimal de claies, ainsi que la variation de la température entre les plateaux avec différentes distanciations. Ils ont fait une étude paramétrique pour optimiser la qualité du processus de séchage, comme la distance entre le premier plateau et l'entrée de la chambre, et la distance entre les plateaux, pour déterminer le nombre optimal de plateaux pour leur géométrie. Le résultat a montré que l'ajout d'un deuxième plateau a amélioré à la fois la vitesse et la distribution de température le long des deux plateaux ainsi que pour la chambre. Mais, l'ajout d'un troisième a diminué la vitesse et la température pour les deux plateaux précédents, ainsi, il fournit une mauvaise distribution dans la chambre de séchage.

Un séchoir solaire indirect avec stockage thermique intégré a été étudié numériquement par Khaldi et al. [71]. En tant que stockage thermique, Un lit garni (milieu poreux) a été intégré dans le séchoir solaire ainsi qu'un matériau de stockage de chaleur (granit) placer dans la cheminée solaire pour assurer l'extraction de l'air pendant l'absence de l'ensoleillement. L'étude numérique a été proposée pour simuler le débit d'air et la température dans le séchoir solaire. Dans un modèle bidimensionnel, un flux d'air turbulent instable et un transfert de chaleur ont été considérés dans les conditions climatiques de Tlemcen (Algérie). Les effets de

la taille d'entrée d'air et de l'épaisseur du lit garni sur les comportements dynamique et thermique s du séchoir avec et sans lit garni ont été discutés. L'étude montre que l'augmentation de la taille de l'entrée de 0,04 m à 0,10 m peut accélérer l'extraction de l'air d'environ 13% et réduire la température maximale des cultures d'environ 14%. Le lit garni peut réduire le débit massique extrait de 22% et les fluctuations de la température de l'air de 1,3%. Un lit garni d'une épaisseur de 0,15 m peut prolonger la durée de fonctionnement du sécheur jusqu'à 23%. Par rapport à la méthode globale utilisée par Jain Dilip [72], l'utilisation de la CFD donne plus de détails sur le comportement des flux.

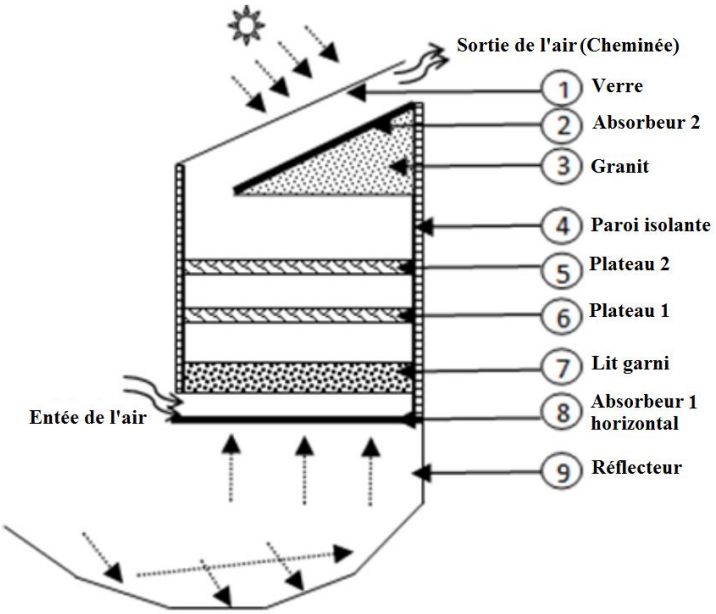


Figure I.10 : Modèle physique, [71].

Un travail sur le développement d'un séchoir alimentaire solaire indirect a été présenté par Demissie et al. [73]. Dans leur étude, les auteurs ont utilisé ANSYS Fluent 18.1 pour prédire le champ d'écoulement tridimensionnel transitoire de l'air et le profil de température à l'intérieur du séchoir. Les résultats de leur étude ont montré un bon accord entre les résultats prédits par la CFD et les résultats expérimentaux avec une différence de température de 4,3 ℃. Les résultats de la simulation prévoyaient également des profils de température et de vitesse non uniformes dans la chambre de séchage. Les produits de séchage sur les étages les plus proches de l'entrée du séchoir subissent une température et une vitesse de l'air plus élevées. En raison du profil de température non uniforme dans la chambre de séchage, ils ont recommandé de prendre des précautions lors du chargement des produits alimentaires dans le séchoir en positionnant les produits à humidité élevée au centre de la chambre.

I.4.2. Simulation numérique (CFD) du capteur solaire à air

I.4.2.1. Simulation numérique (CFD) des Capteurs solaires à absorbeur plan

Yadav et Bhagoria [74] ont prédit numériquement le débit du fluide et le transfert de chaleur dans un capteur solaire à air conventionnel par la dynamique des fluides numérique (CFD). Ils ont étudié l'effet du nombre de Reynolds sur le transfert de chaleur et le facteur de friction.

La méthode des volumes finis avec l'algorithme SIMPLE a été appliquée pour le calcul du débit d'air en termes de nombres de Reynolds allant de 3800 à 18000. Le code commercial ANSYS Fluent 12.1 a été utilisé pour analyser la nature de l'écoulement à travers le conduit d'un capteur solaire à air conventionnel. La capacité prédictive de cinq modèles de turbulence différents a été étudiée. Les résultats de la simulation CFD se sont avérés être en bon accord avec les résultats de corrélation empirique existants. Il a été constaté qu'avec l'augmentation du nombre de Reynolds, le nombre de Nusselt augmente et le facteur de friction diminue.

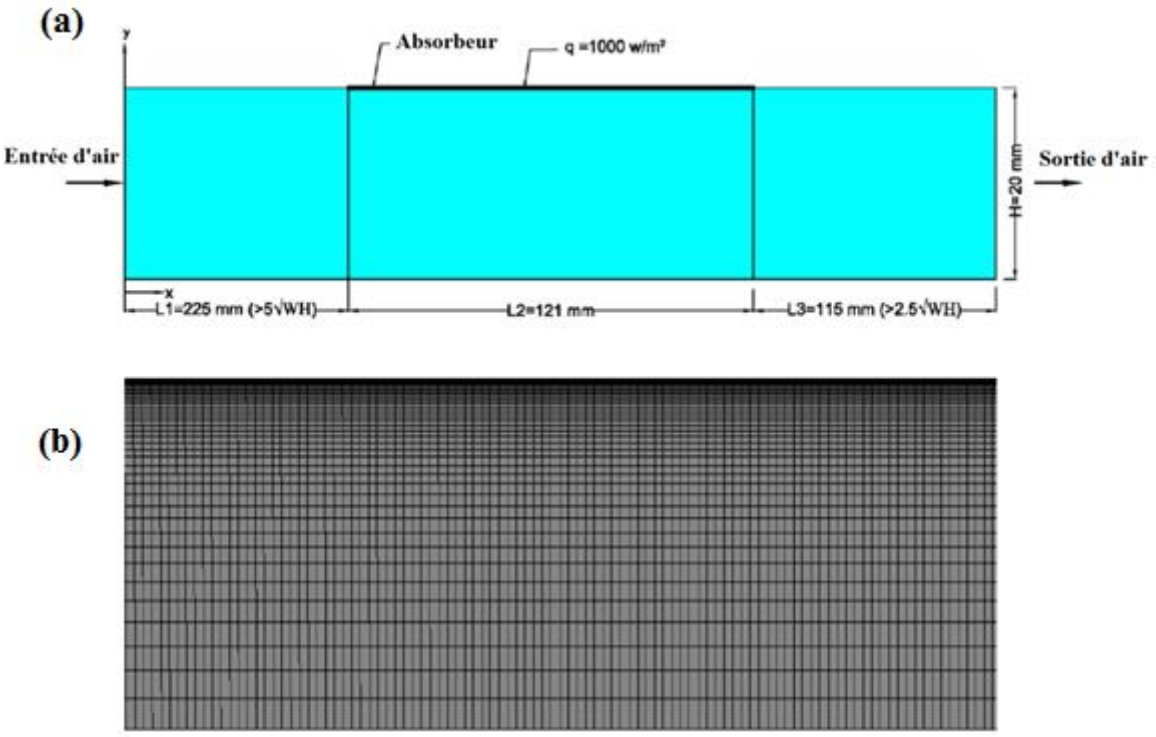


Figure I.11 : (a) Domaine de calcul bidimensionnel du réchauffeur d'air solaire et (b) maillage structuré bidimensionnel, [74].

Güler et al. [75] ont conçu, analysé, fabriqué et testé un séchoir solaire indirect à double passage (DPISD) et un séchoir solaire indirect à double passage avec modification de l'absorbeur de maille (DPISDMA). L'objectif principal de leur étude était d'améliorer l'efficacité thermique des capteurs solaires à double passage en intégrant des mailles en fer. Pour cela, une analyse CFD des collecteurs solaires d'air et de la chambre de séchage a été menée. La simulation numérique et les résultats expérimentaux ont montré que l'introduction de la maille de fer a une influence positive sur les performances thermiques du collecteur. La technique de visualisation a été utilisée par une méthode de simulation utilisant le code Ansys Fluent et les caractéristiques du flux d'air et la distribution de la température ont été observées le long de la chambre de séchage. La méthode CFD appliquée a fourni ~~plus~~ des informations détaillées sur le débit d'air et la chaleur ; ce qui n'est pas disponible dans les méthodes expérimentales.



Figure I.12 : Configuration expérimentale du DPISDMA, [75].

I.4.2.2. Simulation numérique (CFD) des capteurs à absorbeur à géométrie variable (rugueuse)

Desisa et Shekata [76] ont évalué l'effet du flux d'air sur les performances des capteurs solaires plans à double passage d'air. L'analyse des caractéristiques de performance du séchoir solaire indirect a été réalisée par simulation CFD avec trois différentes surfaces à savoir lisse, rugueuse et ondulée en V, en maintenant les surfaces inférieure et latérales bien isolés et la

chambre de séchage agissant comme une cheminée verticale. L'efficacité thermique moyenne de la surface ondulée en V, de la surface lisse et de la surface rugueuse est de 90%, 78% et 62% respectivement. La superficie totale du collecteur est de 2,40 m2 (1,20 × 2,0) et les dimensions de l'armoire de séchage (largeur, profondeur et hauteur) sont respectivement 1200, 650, 1000 mm. La perte de charge observée à l'entrée de l'armoire de séchage est élevée dans le cas d'une surface lisse, moyenne pour une surface rugueuse et faible pour une plaque ondulée en V qui permet le passage complet de l'air avec une pression suffisante. Le débit massique d'air est le facteur le plus important et le plus efficace lors du séchage. L'humidité de l'air, ainsi que d, sont également deux facteurs importants pour améliorer la vitesse de séchage.

Mathur and Agrawal [77] ont optimisé un capteur solaire à air à ailette à un seul passage pour obtenir de meilleures performances thermiques en utilisant la technique de dynamique des fluides numérique (CFD) (Fluent 6.3 et Gambit 2.3). Quatre paramètres importants, à savoir le débit massique, le nombre d'ailettes, la hauteur et la longueur des ailettes, ont été pris en compte. Les auteurs ont utilisé les modèles de turbulence DTRM et RNG k-ε et ont validé leurs résultats de simulation avec les résultats d'une étude expérimentale. Leurs résultats suggèrent que le capteur solaire à air devrait avoir quatre nageoires. C'est-à-dire les mêmes dans le capteur solaire a air existant, mais la longueur et la hauteur devraient augmenter respectivement de 40 cm à 50 cm et de 4 cm à 6 cm pour des performances supérieures. Le capteur solaire à air optimisé est meilleur que le capteur solaire à air existant en termes de température de sortie de l'air, d'efficacité, d'augmentation de la température de l'air, de la température de la plaque absorbante et de gain de chaleur par l'air. Le pourcentage d'augmentation de l'efficacité et de gain de chaleur est respectivement de 8,35% et 8,25% pour le capteur à air solaire optimisé.

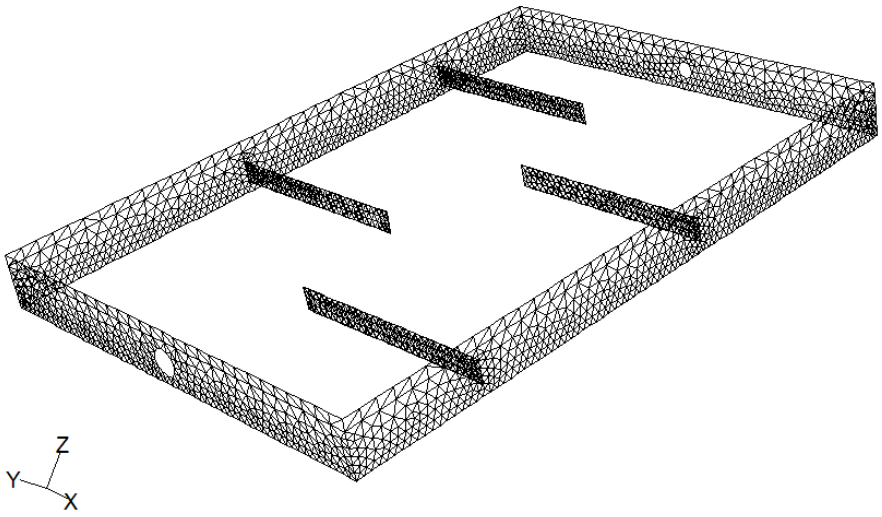


Figure I.13 : Modèle CFD des ailettes utilisées dans le capteur solaire à air [77].

Karmare et Tikekar [78] ont effectué une étude CFD sur un capteur solaire à air rendu artificiellement rugueux ayant des côtes de grains métalliques comme éléments de rugosité sur la plaque absorbante. Le modèle de turbulence standard k–ε a été considéré dans leur simulation avec le code commercial FLUENT 6.2.16. Pour valider leurs résultats de simulation, après des investigations expérimentales menées en laboratoire, ils ont constaté que leurs résultats de simulation étaient en bon accord avec ceux de l'expérience. En outre, les auteurs ont optimisé la géométrie des côtes et de son angle d'attaque. Ils ont rapporté que la plaque absorbante de côtes de section transversale carrée avec un angle d'attaque de 58 était thermo-hydrauliquement plus efficace. Le pourcentage d'amélioration du transfert de chaleur pour une plaque carrée sur une surface lisse est de 30%.

Chaube et al. [79] ont effectué une analyse bidimensionnelle basée sur la CFD d'un capteur solaire à air artificiellement rugueux. Dix différentes formes de côtes (rectangulaires, carrés, chanfreinés, triangulaires, etc.) sur la plaque absorbante ont été considérées, Le code CFD, Fluent 6.1 et le modèle de turbulence SST k– ω ont été utilisés pour simuler le flux d'air turbulent. La meilleure performance a été trouvée avec la côte rectangulaire de taille 3x5 mm et les résultats de la simulation se sont avérés être en bon accord avec les résultats expérimentaux existants.

Dans une autre étude similaire, Yadav et Bhagoria [80] ont présenté une étude numérique sur un aérotherme solaire artificiellement rugueux ayant une rugosité de côtes de fil transversal circulaire sur la plaque absorbante. Une simulation CFD bidimensionnelle a été réalisée en utilisant le code ANSYS Fluent 12.1 comme solveur avec le modèle de turbulence RNG k–ε. La valeur maximale du facteur d'amélioration thermique était de 1,65 pour la gamme des paramètres étudiés.

Une étude de la dynamique des fluides numérique (CFD) a été menée par Sharma et Thakur [81] pour examiner les caractéristiques de transfert de chaleur et de perte par frottement dans un capteur solaire à air ayant des attaches de côtes rugueuses en forme de V à 60 ° par rapport à la direction d'écoulement pointant vers l'aval sur la face inférieure de la plaque absorbante. Les calculs basés sur la méthode des volumes finis avec l'algorithme SIMPLE ont été effectués pour des nombres de Reynolds allant de 5000 à 15000. Le paramètre examiné est la hauteur relative de rugosité (e/D) variant de 0,0216 à 0,043 et le pas relatif de rugosité (p/e) varie de 6 à 12. Il est évident que la turbulence créée par les côtes en forme de V entraîne une plus grande augmentation du transfert de chaleur sur le canal d'essai. Le nombre de Nusselt et le facteur de frottement augmentent avec l'augmentation de (e/D), tandis que la tendance est opposée à

l'augmentation du rapport de pas relatif. Les auteurs ont recommandé que la rugosité en forme de V soit utilisée dans les capteurs solaires, car elle fournit un taux de transfert de chaleur élevé.

La dynamique des fluides (CFD) et l'analyse exergétique sont utilisées par Nidhul et al. [82] pour étudier l'impact du flux secondaire produit par les nervures en V sur la performance globale du canal de capteur à air solaire triangulaire (SAH). Pour un pas de nervure relatif fixe (Rp = 10) et une hauteur de nervure relative (Rh = 0,05), l'effet de l'inclinaison de la nervure (α) est étudié en variant le nombre de Reynolds ($5000 \leq Re \leq 20000$). Sur la base des résultats de la simulation CFD, des corrélations empiriques capables de prédire Nu et f (Facteur de frottement moyen) respectivement avec une variance absolue de 8,7% et 4,7%, sont développées. En utilisant ces corrélations, une analyse des performances exergétiques est effectuée. Le paramètre d'efficacité maximum (ε) de 2,01 est obtenu pour $\alpha = 45$ ° à Re = 7500. L'analyse d'exergie révèle que l'entropie générée est plus faible pour la conduite triangulaire nervurée que pour la conduite lisse avec une amélioration maximale de l'efficacité exergétique (η_{ex}) de 23% pour $\alpha = 45$ °. L'étude est étendue pour la conduite rectangulaire afin comparer les performances avec la conduite triangulaire nervuré SAH ($\alpha = 45$ °). Les résultats montrent que, à des débits massiques plus élevés, la conduite triangulaire à côtes en V ($\alpha = 45$°) du capteur solaire à air est meilleur que la conduite rectangulaire à côtes du capteur solaire à air.

Dans l'étude numérique de Bezbaruaha et al. [83], une conception d'un capteur solaire à air avec une plaque absorbante à ailettes permettant un flux d'air hélicoïdal est considérée. La conception a pour objectif d'améliorer le taux de transfert de chaleur en améliorant la zone de transfert de chaleur efficace et en augmentant la turbulence d'écoulement. La nouvelle conception est comparée à une conception conventionnelle à plaque plate à un seul passage. L'analyse numérique de la dynamique des flux et des caractéristiques de transfert de chaleur pour les deux conceptions considérées est effectuée à différents débits massiques à l'aide du logiciel commercial ANSYS Fluent 18.0. Les résultats indiquent une amélioration maximale des performances thermiques de 3,72 fois, en raison de la nouvelle conception de la plaque absorbante par rapport à son homologue à plaque plate à un débit massique de 0,013 kg/s. Le taux d'augmentation du coefficient de transfert de chaleur avec l'augmentation du débit massique est beaucoup plus élevé dans le cas d'un capteur solaire à air à écoulement hélicoïdal que pour son homologue conventionnel. Les performances thermiques et hydrauliques des deux capteurs à différents débits massiques sont décrites en détail.

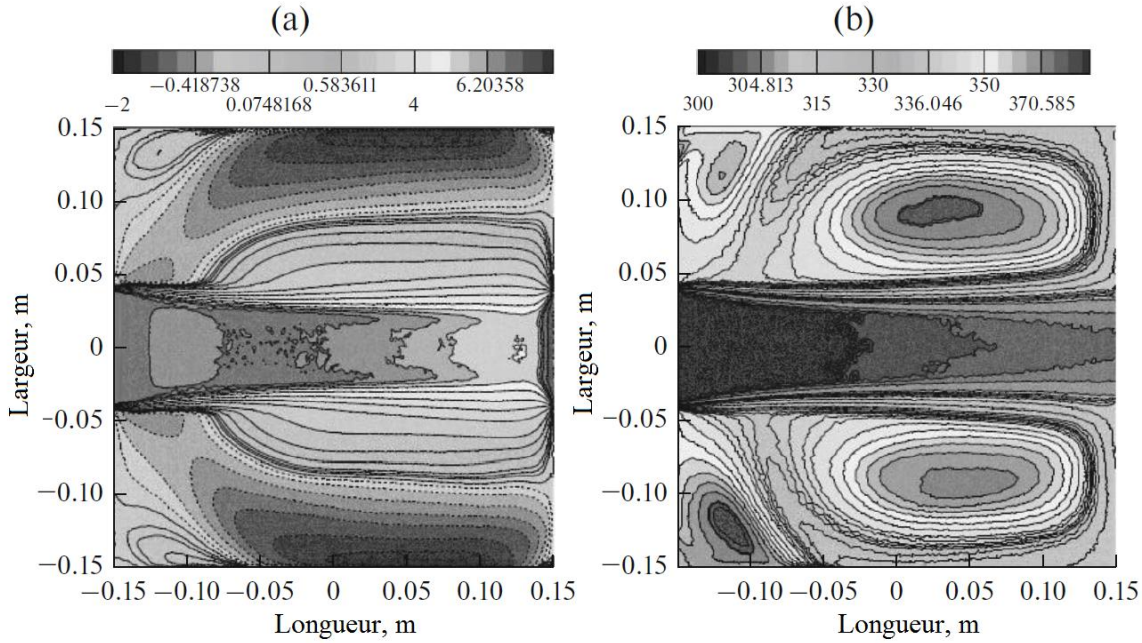


Figure I.14 : (a) Contour de vitesse (b) Contour de température pour un capteur à air solaire à un seul passage, [83].

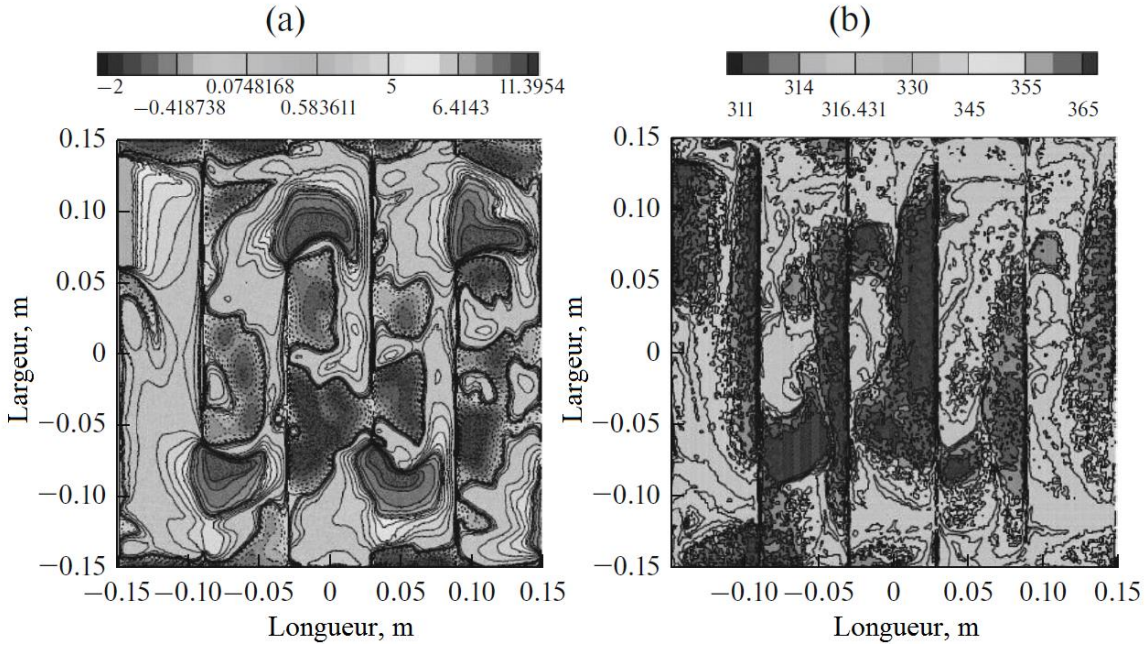


Figure I.15 : (a) Contour de vitesse (b) Contour de température pour capteur à air solaire à flux hélicoïdal, [83].

Une modélisation numérique des processus thermiques et aérodynamiques se déroulant dans un capteur solaire à air avec des ailettes en forme de L absorbant la lumière est effectuée par Pashchenko [84]. L'étude est réalisée au moyen d'un solveur ANSYS Fluent avec un calculateur solaire intégré pour la ville de Samara, en Russie. L'équation de Navier–Stokes est fermée par le modèle k–ε standard. Les auteurs ont analysé l'influence de la conception (le pas entre les ailettes) et des variables technologiques (le nombre de Reynolds) sur les processus d'échange de chaleur et l'aérodynamique des flux. Des contours illustrés ont été tracés pour la distribution

de la vitesse, la pression et d'autres caractéristiques du flux d'air dans le boîtier du capteur solaire à air. Ils ont étudié aussi les caractéristiques thermo-aérodynamiques et les valeurs effectives des paramètres technologiques pour l'utilisation efficace d'un aérotherme solaire. Ils ont trouvé que la caractéristique thermo-aérodynamique maximale pour le réchauffeur solaire d'air avec une surface à ailettes absorbant la lumière est de 1,91 pour Re = 1500, et le pas minimal des ailettes d'essai est de 30 mm.

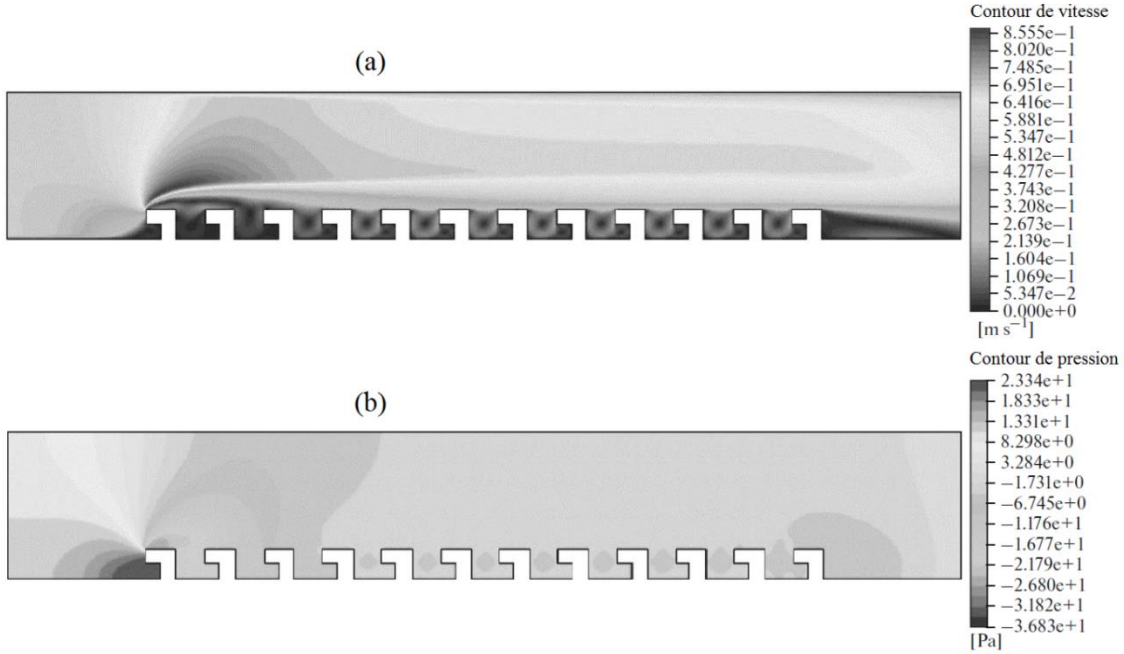


Figure I.16 : (a) Contours des pressions dans le canal d'air de capteur à air solaire, (b) Contours des vitesses d'écoulement de l'air pour Re = 1200 et un pas d'ailette de 40 mm, [84].

I.5. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons examiné les diverses catégories de séchoirs solaires ainsi que les principaux éléments qui les composent. Nous avons également étudié les travaux majeurs relatifs aux capteurs solaires à air et les facteurs qui peuvent affecter leurs performances. Ces éléments ont été classés en fonction de leur nature. Notre étude a porté sur le capteur solaire thermique plan à air, en raison de ses performances thermiques, de son adaptation au séchage et de sa faisabilité. Cette section nous a permis de capitaliser les travaux antérieurs sur les capteurs solaires à air, afin de délimiter notre étude dans ce domaine.

Pour cela, on a concentré sur l'amélioration des performances thermiques d'un capteur solaire à air longitudinal par l'effet d'un système de régulation thermique. De plus, une étude sur l'optimisation des paramètres géométrique d'un capteur solaire plan à air et l'effet de l'intégration des nervures sur le comportement thermo-hydrodynamique et son efficacité énergétique sera analysé.

Formulation mathématique

II.1. Introduction

Dans ce chapitre, le modèle mathématique décrivant l'écoulement et le transfert de chaleur par convection forcée laminaire et turbulent, dans un canal d'un capteur solaire à air longitudinal, sera présenter. Les formes dimensionnelles et adimensionnelles des équations aux dérivées partielles (EDP) seront également exposées, ainsi que les conditions aux limites appropriées pour chaque configuration géométrique choisie. Les démonstrations nécessaires pour dériver ces équations sont largement présentées dans de nombreux ouvrages sur la mécanique des fluides et le transfert de chaleur [1, 2].

II.2. Géométrie et définition du problème

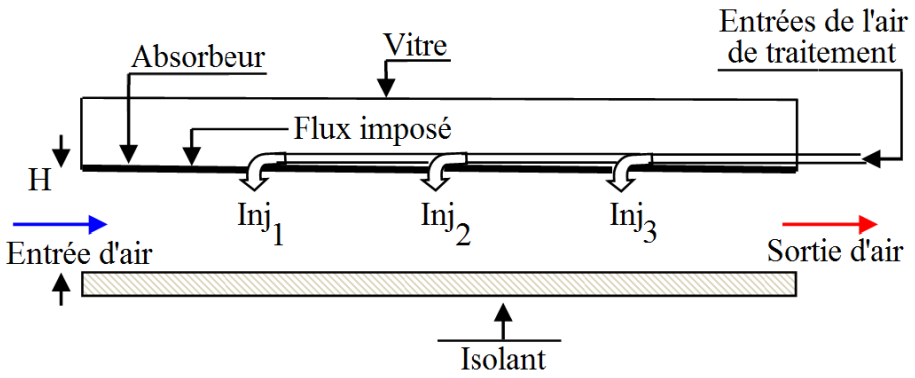
Dans le cadre de cette thèse, le modèle physique étudié a été exposé soigneusement dans cette section. La configuration géométrique objet de cette étude est un canal d'un capteur solaire à air longitudinal. L'écoulement est considéré en convection forcée d'un fluide Newtonien incompressible entre deux plaques planes horizontales, parallèles de longueur *L*, et distante de H. Le fluide est soumis à une force de volume (forces de gravité g). On note le rapport de forme longitudinal $A = L/H$. La plaque inferieure est supposée adiabatique tandis que la plaque supérieure est maintenue soit à des conditions de Dirichlet (température imposée) ou bien de Neumann (flux imposé). A l'entrée du canal l'écoulement d'air est dirigé horizontalement à une température T_e et une vitesse uniforme u_e.

Le problème physique considéré dans cette étude est présenté sur les figures (II.1-a, II.1-b) par une géométrie bidimensionnelle dans les coordonnées cartésiennes (o, x, y).

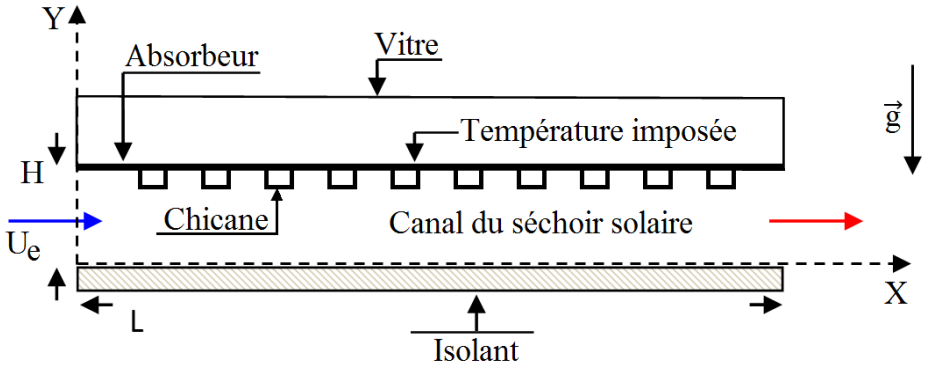
Afin d'enrichir cette étude, deux applications ont été présentées.

a) Application A : a pour but d'optimiser le fonctionnement d'un capteur solaire à air longitudinal par un processus de régulation thermique. Le contrôle de la température de l'air dans notre système se fait à travers trois points d'injection situés dans la plaque absorbante. Ces points permettent l'injection d'air frais ou chaud. Un flux de chaleur variable est imposé sur l'absorbeur et l'écoulement principal à l'entrée du canal est caractérisé par une vitesse uniforme ($25 \leq Re \leq 85$) et une température uniforme Te = 298 K.

b) Application B : comporte l'optimisation des paramètres géométriques et physiques d'un capteur solaire à air en régime turbulent. L'écoulement principal de l'air à l'entrée du canal est à la température Te= 300 K et la paroi supérieure du canal est maintenue à une température imposée chaude. Pour cette application, une étude de l'effet des nervures sur l'efficacité du capteur solaire est effectuée.



a) Application (A)



b) Application (B)

Figure II. 1 : Séchoir solaire longitudinal.

II.3. Hypothèses simplificatrices

Pour simplifier les équations régissantes notre problème, les hypothèses suivantes sont prises en compte :

- L'écoulement est considéré bidimensionnel. On considère que la largeur (suivant la direction Z) du canal est suffisamment grande par rapport aux autres dimensions), de sorte que les effets de bords soient négligeables.
- Le fluide caloporteur est un fluide newtonien incompressible.
- L'écoulement est instationnaire pour l'application (A) et stationnaire pour l'application (B).
- L'écoulement est laminaire pour l'application (A) et turbulent pour l'application (B).

- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable dans tout le domaine d'étude, la seule source d'énergie transmise au fluide est celle du rayonnement solaire incident sur la surface de l'absorbeur.
- Il n'y a ni réaction chimique ni source de chaleur ou de masse.
- La dissipation visqueuse du fluide est supposée négligeable.
- L'étude est effectuée uniquement pour le canal du capteur solaire à air (voir figure II.1).
- Pour l'application A, les pertes de chaleur convectives et conductives à travers les éléments au-dessus de l'absorbeur seront négligés par rapport aux pertes par rayonnement.
- Le fond du capteur est un isolant parfait.
- Pour l'application B, la loi des gaz parfait incompressible est appliquée au terme de la densité [87]. Tandis que, les autres paramètres physiques de l'air sont constants.

$$\rho = {P_0}/{RT} \tag{II-1}$$

II.4. Les équations régissant la problématique

L'écoulement du fluide et le transfert thermique dans le système considéré sont représentés par l'ensemble des équations aux dérivées partielles, à savoir les équations de continuité, de la quantité de mouvement et l'équation de l'énergie. Ces équations sont obtenues respectivement par l'application du principe de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie sur un volume de contrôle élémentaire du fluide infinitésimal.

Pour notre étude, nous allons présenter les équations gouvernants notre écoulement pour les deux applications (laminaire et turbulent).

II.4.1. Ecoulement laminaire et convection forcée

Dans cette partie d'étude, En considèrent un écoulement laminaire, instationnaire et bidimensionnel d'un fluide incompressible, les équations de conservation s'écrivent, en coordonnées cartésiennes [88], sous la forme suivante :

II.4.1.1. Equation de continuité

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}=0 \tag{II-2}$$

II.4.1.2. Equations de conservation de la quantité de mouvement

$$\rho\left(\frac{\partial u}{\partial t}+u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}\right)=-\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{\partial}{\partial x}\left(2\mu\frac{\partial u}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\left(\frac{\partial u}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial x}\right)\right)+\rho g_x \tag{II-3}$$

$$\rho\left(\frac{\partial v}{\partial t}+u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}\right)=-\frac{\partial p}{\partial y}+\frac{\partial}{\partial x}\left(\mu\left(\frac{\partial u}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial x}\right)\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(2\mu\frac{\partial v}{\partial y}\right)+\rho g_y \tag{II-4}$$

Néanmoins les forces de volume seront négligées dans la suite du développement (dans notre cas étudié, la température de la plaque inférieure est inférieure à la température de la plaque supérieure. Dans ce cas, la densité augmente dans le sens de la force gravitationnelle. Cette géométrie conduit à des conditions stables, à un gradient de température stable et n'induit pas de circulation de fluide. Le transfert de chaleur se produit uniquement par conduction thermique).

Pour les problèmes non-isothermes, le transfert de chaleur est défini par l'équation d'énergie qui est également un résultat de l'application du principe de conservation de l'énergie comprise dans l'élément fluide.

En considérant un cas stationnaire et un fluide dont les propriétés physiques sont thermo-indépendantes, l'équation de l'énergie aura la forme suivante :

II.4.1.3. Equation de l'énergie

$$\frac{\partial T}{\partial t}+u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}=\frac{\partial}{\partial x}\left(K\frac{\partial T}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(K\frac{\partial T}{\partial y}\right) \tag{II-5}$$

II.4.1.4. Conditions aux limites

Dans le présent travail, les conditions aux limites spécifiques de l'aspect physique étudié sont prises en considération.

Afin d'analyser l'établissement d'un régime hydrodynamique, on a imposé :

- Vitesse constante à l'entrée ($u = u_e$) ;
- Une condition de non glissement aux parois solides ($u = v$ =0) ;
- Profil de vitesse établi à la sortie $\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = 0$.

Alors, pour que le régime thermique soit établi, on a considéré :

- Un flux thermique variable au niveau de la paroi solide et cette variation est spatio-temporelle : $-\lambda \left.\frac{\partial T}{\partial y}\right|_{y=H} = q$;
- Une température constante à l'entrée $T = T_e$;
- Un profil de température établi à la sortie $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$.

II.4.1.5. Adimensionnalisation des équations

Dans l'ensemble, les équations mentionnées précédemment sont réécrites sous une forme adimensionnelle en tenant compte les échelles de longueur (H), de vitesse (u_e) (vitesse débitante à l'entrée) et de température $\Delta T = \left(T_{paroi} - T_{entrée}\right)$ ou bien $q\,H/K$ suivant le cas traité.

$$\frac{\partial u^*}{\partial x^*} + \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = 0 \qquad \text{(II-6)}$$

$$Re\left(\frac{\partial u^*}{\partial \tau} + u^*\frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^*\frac{\partial u^*}{\partial y^*}\right) = -\frac{\partial P^*}{\partial x^*} + \frac{\partial}{\partial x^*}\left(2\frac{\partial u^*}{\partial x^*}\right) + \frac{\partial}{\partial y^*}\left(\left(\frac{\partial u^*}{\partial y^*} + \frac{\partial v^*}{\partial x^*}\right)\right) \qquad \text{(II-7)}$$

$$Re\left(\frac{\partial v^*}{\partial \tau} + u^*\frac{\partial v^*}{\partial x^*} + v^*\frac{\partial v^*}{\partial y^*}\right) = -\frac{\partial P^*}{\partial y^*} + \frac{\partial}{\partial x^*}\left(\left(\frac{\partial u^*}{\partial y^*} + \frac{\partial v^*}{\partial x^*}\right)\right) + \frac{\partial}{\partial y^*}\left(2\frac{\partial v^*}{\partial y^*}\right) \qquad \text{(II-8)}$$

$$Pe\left(\frac{\partial \theta^*}{\partial \tau} + u^*\frac{\partial \theta^*}{\partial x^*} + v^*\frac{\partial \theta^*}{\partial y^*}\right) = \left(\frac{\partial}{\partial x^*}\left(\frac{\partial \theta^*}{\partial x^*}\right) + \frac{\partial}{\partial y^*}\left(\frac{\partial \theta^*}{\partial y^*}\right)\right) \qquad \text{(II-9)}$$

- Les variables adimensionnelles associées sont :

$$u^* = \frac{u}{u_e},\ v^* = \frac{v}{u_e},\ x^* = \frac{x}{H},\ y^* = \frac{y}{H},\ \tau = \frac{t.u_e}{H}$$

$P^* = P / \left(\mu \frac{u_e}{H} \right)$ [Pression adimensionnelle]

$Pr = \frac{Cp\mu}{K}$ [Nombre de Prandtl]

$Re = \frac{\rho u_e H}{\mu}$ [Nombre de Reynolds]

$Pe = PrRe = \frac{u_e H}{K}$ [Nombre de Peclet]

- Pour le cas de la température :

$$\theta = (T - T_e) / \left(q \ \frac{H}{K} \right)$$

II.4.1.6. Calcul de la fonction de courant

La fonction de courant en mécanique des fluides, est une fonction définie pour des écoulements de différents types. Elle donne l'image du champ d'écoulement avec les lignes de courant auxquelles la tangente dessinée à un point particulier donne le champ de vitesse à ce point. La fonction de courant garde une valeur constante le long de chaque ligne de courant.

La fonction de courant $\Psi(x, y, t)$ a déjà été introduite par Lagrange [89] comme un objet principal dans l'étude d'un flux incompressible bidimensionnel. Elle est calculée après détermination du champ de vitesse, en considérant les relations suivantes :

$$\begin{cases} u = \dfrac{\partial \Psi}{\partial y} \\ v = -\dfrac{\partial \Psi}{\partial x} \end{cases} \qquad \text{(II-10)}$$

En dérivant la première équation du système (II-10) par rapport à y et la seconde par rapport à x et après leur addition, on aura [88]:

$$\frac{\partial^2 \Psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial y^2} = -\left(\frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -2\omega \qquad \text{(II-11)}$$

Où ω est appelé vecteur tourbillon.

La détermination des lignes de courant se résume donc à la résolution de l'équation elliptique (II-11) (équation de poisson).

II.4.1.7. Calcul du nombre de Nusselt

La convection forcée désigne un mode de transfert de chaleur où le mouvement des fluides est induit pour améliorer le transfert de chaleur. Le débit de l'écoulement est induit par une source externe telle qu'une pompe, un compresseur, un ventilateur, etc. Le nombre de Nusselt pour la convection forcée est une fonction de nombre de Reynolds (*Re*) et de nombre de Prandtl (*Pr*) :

$$Nu = C\ Re^{\alpha} Pr^{\beta}$$

Le nombre de Nusselt traduit l'intensité du transfert thermique entre une paroi solide et un fluide adjacent. En considérant q la densité de flux thermique échangé entre le fluide et la paroi inferieur de l'absorbeur celui-ci est égale d'une part à [88]:

$$q = -\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \tag{II-12}$$

Et d'une autre part à :

$$q = h\left(T_p - T_m\right) \tag{II-13}$$

Où : h est le coefficient de transfert de chaleur convectif ;
λ est le coefficient de transfert de chaleur par conduction du fluide ;
T_p est la température de la paroi ;
T_m est la température moyenne du fluide déterminée comme suit :

$$T_m = \frac{1}{\bar{u}} \int_0^H u(y) T(y) dy \tag{II-14}$$

H est une longueur caractéristique du processus physique ;
$\bar{u}$ est la vitesse moyenne suivant une section d'écoulement.

A partir de (II-12) et (II-13), on aura :

$$Nu = \frac{hH}{\lambda} = -\frac{H}{T_p - T_m} \frac{\partial T}{\partial y}\bigg|_{y=H} \tag{II-15}$$

En tenant compte des variables adimensionnelles définies en [II.4.1.5], le Nusselt local s'écrira alors comme suit :

$$Nu_q^{loc} = \frac{1}{\theta_C - \theta_m}\bigg|_{Y=1} \tag{II-16}$$

Le Nusselt moyen est donnée par [88] :

$$\overline{Nu} = \frac{1}{A}\int_0^A Nu_{(T,q)}^{loc} dX \tag{II-17}$$

Avec A= L/H est le rapport d'aspect longitudinal du canal.

II.4.2. Ecoulement en convection forcée turbulent

Les équations de Navier-Stokes constituent le support mathématique de la représentation physique des écoulements des fluides incompressibles et newtoniens en régime turbulent stationnaire. Elles sont basées sur le principe de conservation de la masse et de la quantité de mouvement [90].

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \tag{II-18}$$

$$\rho\left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j{}^2} \tag{II-19}$$

Une approche statistique est employée pour résoudre le système d'équations (II.18), (II.19). Cette méthode implique de décomposer chaque variable du système d'équations de Navier-Stocks en une moyenne et une fluctuation.

$$\varphi = \overline{\varphi} + \varphi' \begin{cases} u = \overline{u} + u' \\ v = \overline{v} + v' \\ p = \overline{p} + p' \\ T = \overline{T} + T' \end{cases} \tag{II-20}$$

Le modèle à deux équations de fermeture *k-*ε [9, 10] est alors adopté, donnant lieu au système fermé ci-dessus. Le modèle RNG k-ε est constitué d'une équation de transport pour l'énergie cinétique turbulente *k* et d'une autre équation de transport pour la dissipation ε.

II.4.2.1. Equation de continuité

En supposant que le fluide est incompressible, la conservation de la masse implique l'équation de continuité. Cette équation se simplifie en deux dimensions et s'écrit :

$$\frac{\partial \overline{u}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v}}{\partial y} = 0 \tag{II-21}$$

II.4.2.2. Equations de conservation de la quantité de mouvement

Dans le cas d'un écoulement instationnaire à 2D, le bilan de quantité de mouvement conduit à des équations gouvernant le mouvement du fluide dans les directions x et y :

$$\bar{u}\frac{\partial \bar{u}}{\partial x}+\bar{v}\frac{\partial \bar{u}}{\partial y}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial \bar{p}}{\partial x}+\frac{\partial}{\partial x}\left[2\left(\upsilon+\upsilon_t\right)\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x}\right)\right]+\frac{\partial}{\partial y}\left[\left(\upsilon+\upsilon_t\right)\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y}+\frac{\partial \bar{v}}{\partial x}\right)\right] \tag{II-22}$$

$$\bar{u}\frac{\partial \bar{v}}{\partial x}+\bar{v}\frac{\partial \bar{v}}{\partial y}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial \bar{p}}{\partial y}+\frac{\partial}{\partial x}\left[\left(\upsilon+\upsilon_t\right)\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y}+\frac{\partial \bar{v}}{\partial x}\right)\right]+\frac{\partial}{\partial y}\left[2\left(\upsilon+\upsilon_t\right)\left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y}\right)\right] \tag{II-23}$$

II.4.2.3. Equation de conservation de l'énergie

Le principe de conservation de l'énergie conduit à l'équation énergétique suivante :

$$\bar{u}\frac{\partial \bar{T}}{\partial x}+\bar{v}\frac{\partial \bar{T}}{\partial y}=\frac{\partial}{\partial x}\left[\left(\frac{\upsilon}{Pr}+\frac{\upsilon_t}{\sigma_T}\right)\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial x}\right)\right]+\frac{\partial}{\partial y}\left[\left(\frac{\upsilon}{Pr}+\frac{\upsilon_t}{\sigma_T}\right)\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial y}\right)\right] \tag{II-24}$$

II.4.2.4. Equation de transport de l'énergie cinétique turbulente

Le modèle RNG k-ε est le modèle à deux équations le plus connu. C'est parce qu'il est facile à comprendre et à appliquer dans la programmation. Dans le modèle de la viscosité turbulente RNG k-ε, le champ turbulent est exprimé comme étant lié à deux variables.

$$\rho\bar{u}\frac{\partial k}{\partial x}+\rho\bar{v}\frac{\partial k}{\partial y}=\frac{\partial}{\partial x}\left[\alpha_k\mu_{eff}\frac{\partial k}{\partial x}\right]+\frac{\partial}{\partial y}\left[\alpha_k\mu_{eff}\frac{\partial k}{\partial y}\right]+G_k-\rho\varepsilon \tag{II-25}$$

II.4.2.5. Équation du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente

$$\rho\bar{u}\frac{\partial \varepsilon}{\partial x}+\rho\bar{v}\frac{\partial \varepsilon}{\partial y}=\frac{\partial}{\partial x}\left[\alpha_\varepsilon\mu_{eff}\frac{\partial \varepsilon}{\partial x}\right]+\frac{\partial}{\partial y}\left[\alpha_\varepsilon\mu_{eff}\frac{\partial \varepsilon}{\partial y}\right]+\left[C_{\varepsilon 1}G_k-\rho C_{\varepsilon 2}\varepsilon\right]\frac{\varepsilon}{k} \tag{II-26}$$

Tel que, G_k est la génération d'énergie cinétique turbulente due aux gradients de vitesse moyenne.

$$G_k=-\rho\overline{u_i'u_j'}\frac{\partial u_j}{\partial x_i} \tag{II-27}$$

où μ_{eff} représente la viscosité turbulente effective, elle est donnée par :

$$\mu_{eff}=\mu+\mu_t$$

Piquet [93] a déduit une relation reliant la viscosité turbulente à l'énergie cinétique de turbulence et à son taux de dissipation. En effet, la viscosité turbulente est :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Les grandeurs α_k et α_ε représentent les inverses des nombres de Prandtl effectifs associés à k et ε, respectivement.

Pour le cas du modèle RNG k-ε, les constantes sont choisies comme suit : C_μ= 0.0845, $C_{\varepsilon 1}$ = 1.42, $C_{\varepsilon 2}$ = 1.68, α_k = 1.393, α_ε = 1.393 [94].

II.4.2.6. Conditions aux limites

Le système d'équations différentielles obtenu est fermé par leurs conditions aux limites adaptées. Dans le cas de la géométrie envisagée, il est donc indispensable de déterminer ces conditions (Tableau II.1).

- A l'entrée du canal (x=0, y, t) : $u = u_e,\ v = 0,\ T = T_e$

Les propriétés de la turbulence doivent également être fournies, qui peuvent être mesurées ou estimées à partir de l'expérience. Les estimations suivantes sont couramment utilisées pour k-ε :

$$k_e = C \times u_e^{\,2}$$
$$\varepsilon_e = k_e^{3/2} \Big/ (\chi H)$$

Où "C" est une constante (5–20%) dépendant de l'intensité de la turbulence de l'écoulement; χ est un coefficient empirique (constante de Von Karman, généralement égale à 0,2) et H est la longueur caractéristique (la hauteur de l'ouverture du canal) [95].

- A la sortie de canal : $\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial y} = 0, T = T_e, P = P_{atm}$
- Les conditions aux limites pour les parois sont :

Pour l'absorbeur (x, y=H, t) : $u = v = 0$, $T = T_c$, k = 0 , $\varepsilon = \infty$

Pour l'isolant (paroi adiabatique : x, y=0, t) : $u = v = 0,\ \frac{\partial T}{\partial y} = 0,$ k = 0, $\varepsilon = \infty$

Pour l'implémentation numérique (ε = ∞), ε a été fixé à 10^{15} [96].

Tableau II.1 : Conditions aux limites.

Conditions aux limites	***u***	***v***	**T**	**k**	**ε**
À l'entrée	u_e	*0*	T_e	$C\times u_e{}^2$	$k_e^{3/2}/(\chi H)$
À la sortie	$\frac{\partial u}{\partial x}=0$	$\frac{\partial v}{\partial x}=0$	T_e	$\frac{\partial k}{\partial x}=0$	$\frac{\partial \varepsilon}{\partial x}=0$
L'absorbeur	*0*	*0*	T_c	0	∞
L'isolant	*0*	*0*	$\frac{\partial T}{\partial x}=0$	0	∞

II.4.2.7. Adimensionnalisation des équations

Il est plus pratique de présenter les équations régissant le problème physique en forme adimensionnelle. Les équations sont adimensionnées grâce aux grandeurs de références recommandées pour le cas de la convection forcée [97]. Les grandeurs de références pour la longueur, les vitesses, les quantités turbulentes et la température sont, respectivement, définies comme suit :

$$U_{ref}=u_0,\quad L_{ref}=H,\quad P_{ref}=\rho_0\left(u_0\right)^2,\quad k_{ref}=\left(u_0\right)^2,\quad \varepsilon_{ref}=\left(\frac{u_0}{H}\right)^3,\quad \Delta T=T_c-T_e$$

Les variables adimensionnelles peuvent être définies comme :

$$u^*=\frac{\overline{u}}{u_0},\quad v^*=\frac{\overline{v}}{u_0},\quad x^*=\frac{x}{H},\quad y^*=\frac{y}{H},\quad P^*=\frac{\overline{p}-\overline{p}_0}{\rho u_0^2},\quad \theta=\frac{\overline{T}-\overline{T}_e}{\Delta T}$$

$$k^*=\frac{k}{u_0^2},\quad \varepsilon^*=\frac{\varepsilon}{u_0^3/H},\quad \upsilon_t^{\,*}=\frac{\upsilon_t}{\upsilon},\quad \alpha_t^{\,*}=\frac{\alpha_t}{\alpha}$$

Avec $Re=\frac{u_0 H}{\upsilon}$, $Pe=Re\ \mathrm{Pr}$

On aboutit alors à l'écriture finale des équations sous forme adimensionnelle (les grandeurs adimensionnelles sont écrites avec une étoile en omettant le signe ' ⁻ ') :

$$\frac{\partial u^*}{\partial x^*}+\frac{\partial v^*}{\partial y^*}=0 \qquad \text{(II-28)}$$

$$u^*\frac{\partial u^*}{\partial x^*}+v^*\frac{\partial u^*}{\partial y^*}=-\frac{\partial P^*}{\partial x^*}+\frac{1}{Re}\left[\frac{\partial}{\partial x^*}\left(2\left(1+\upsilon_t^{\,*}\right)\frac{\partial u^*}{\partial x^*}\right)+\frac{\partial}{\partial y^*}\left(\left(1+\upsilon_t^{\,*}\right)\left(\frac{\partial u^*}{\partial y^*}+\frac{\partial v^*}{\partial x^*}\right)\right)\right] \qquad \text{(II-29)}$$

$$u^*\frac{\partial v^*}{\partial x^*}+v^*\frac{\partial v^*}{\partial y^*}=-\frac{\partial P^*}{\partial y^*}+\frac{1}{Re}\left[\frac{\partial}{\partial x^*}\left(\left(1+\upsilon_t^{\,*}\right)\left(\frac{\partial u^*}{\partial y^*}+\frac{\partial v^*}{\partial x^*}\right)\right)+\frac{\partial}{\partial y^*}\left(2\left(1+\upsilon_t^{\,*}\right)\frac{\partial v^*}{\partial y^*}\right)\right] \qquad \text{(II-30)}$$

$$u^*\frac{\partial\theta}{\partial x^*}+v^*\frac{\partial\theta}{\partial y^*}=\frac{1}{Pe}\frac{\partial}{\partial x^*}\left(\left(1+\alpha_t^*\right)\frac{\partial\theta}{\partial x^*}\right)+\frac{1}{Pe}\frac{\partial}{\partial y^*}\left(\left(1+\alpha_t^*\right)\frac{\partial\theta}{\partial y^*}\right) \quad \text{(II-31)}$$

$$u^*\frac{\partial k^*}{\partial x^*}+v^*\frac{\partial k^*}{\partial y^*}=\frac{1}{Re}\frac{\partial}{\partial x^*}\left(\left(1+\frac{\upsilon_t^*}{\sigma_K}\right)\frac{\partial k^*}{\partial x^*}\right)+\frac{1}{Re}\frac{\partial}{\partial y^*}\left(\left(1+\frac{\upsilon_t^*}{\sigma_K}\right)\frac{\partial k^*}{\partial y^*}\right)+G_K^*-\varepsilon^* \quad \text{(II-32)}$$

$$u^*\frac{\partial\varepsilon^*}{\partial x^*}+v^*\frac{\partial\varepsilon^*}{\partial y^*}=\frac{1}{Re}\frac{\partial}{\partial x^*}\left(\left(1+\frac{\upsilon_t^*}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial\varepsilon^*}{\partial x^*}\right)+\frac{1}{Re}\frac{\partial}{\partial y^*}\left(\left(1+\frac{\upsilon_t^*}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial\varepsilon}{\partial y^*}\right)+\left[C_{\varepsilon1}G_K^*-C_{\varepsilon2}\varepsilon^*\right]\frac{\varepsilon^*}{k^*} \quad \text{(II-33)}$$

Avec

$$G_K^*=-\frac{\upsilon_t^*}{\sigma_T Re}\left(\frac{\partial\theta}{\partial y^*}\right) \quad \text{(II-34)}$$

Et

$$\upsilon_t^*=ReC_\mu\frac{k^{*2}}{\varepsilon^*} \qquad \alpha_t^*=\frac{RePrC_\mu k^{*2}}{\sigma_T\varepsilon^*}$$

II.5. Conclusion

À la fin de ce chapitre, nous aboutissons aux modèles mathématiques. Ces derniers sont alors constitués d'un système d'équations, complétés par des conditions aux limites.

Il s'agit de deux systèmes complexes formés par des équations qui sont issues de la mécanique des fluides et de la thermodynamique. En fait, les équations aux dérivés partielles régissant l'écoulement dans le canal longitudinal sont connues, mais la non-linéarité dans les équations est à l'origine des difficultés pour avoir une solution analytique. Par conséquence, la résolution analytique de ces équations est, pratiquement, non réalisable. Pour cela, l'utilisation des méthodes numériques s'avère une nécessité pour résoudre le système d'équations obtenu.

Dans cette étude, l'utilisation du code CFD Fluent, basé sur la méthode des volumes finis, a été adopté pour résoudre les différentes équations. Cette méthode et celle des éléments finis sont exposées dans le chapitre suivant.

Méthodes Numériques

III.1. Introduction

La mécanique des fluides numérique définie fréquemment par le terme anglais Computational Fluid Dynamics (CFD) est l'une des branches de la mécanique des fluides qui consiste à étudier l'effet du mouvement d'un fluide, par la résolution numérique des équations gouvernant le fluide. Les résultats prédits obtenues à l'aide de la CFD sont généralement validés par des données expérimentales, donnant une grande fiabilité dans l'exactitude de ces résultats.

Récemment, cette approche est largement adoptée dans le domaine de la recherche, car elle donne toutes les informations instantanées (Température, vitesse, pression, concentration, etc.) pour chaque point du domaine de calcul.

Le présent chapitre traite la résolution numérique des équations différentielles partielles (EDP) en utilisant des approximations par la méthode des volumes finis et par la méthode des éléments finis. La résolution des modèles mathématiques, considérés dans le chapitre précédent, du code de calcul Fluent pour la méthode des volumes finis et par un code personnel concernant la méthode des éléments finis.

La méthode des volumes finis a été adoptée, dans cette étude, avec des volumes de contrôle quadrilatéraux, un maillage structuré et resserré près des parois. Le schéma de discrétisation est polynomial et l'algorithme SIMPLE de Patankar et Spalding est utilisé pour le calcul du couplage vitesse-pression [98].

III.2. Aperçu général sur les méthodes numériques

La représentation des phénomènes physiques nécessite la construction des modèles mathématiques. Ces modèles utilisent généralement des systèmes d'équations aux dérivées partielles (EDP) non-linéaires dont les solutions analytiques en général sont inconnues. Diverses méthodes numériques permettant la résolution des systèmes d'équations aux dérivées partielles. Parmi ces méthodes, on peut citer la méthode des différences finies (MDF) [2–5], la méthode des volumes finis (MVF) [2, 3] ainsi que la méthode des éléments finis (MEF) [8–12]. Elles consistent à convertir le système d'EDP en un système d'équations algébriques. La résolution de ce système permet ensuite de reconstruire la forme de la solution.

Chaque une de ces méthodes à ces avantages et ces inconvénients spécifiques comme indiqué dans le tableau III.1 :

Tableau III.1 : Les avantages et les inconvénients des différentes méthodes numériques.

Méthode de discrétisation	Principe de l'approche	Avantage	Inconvénient
MDF	Approximation des dérivées impliquées dans les équations données par le développement en série de Taylor	Mathématiquement simple. Facilité d'avoir des schémas élevés en terme d'espace et de temps.	La conservation de la masse n'est pas assurée. Difficulté de traitement des géométries complexes.
MEF	Pour obtenir une solution proche de celle du problème, il est nécessaire de déterminer un champ local à attribuer à chaque sous-domaine. Ces champs locaux seront ensuite juxtaposés pour former le champ global.	Maximum d'informations Equations indépendantes pour chaque élément. S'adapte à des géométries quelconques ; Très utilisée dans la mécanique des solides.	Compliquée en termes de formulation mathématique. Difficultés pour résoudre les termes non linéaires. Temps de résolution long.
MVF	Approximer les flux sur chaque face des cellules en effectuant un bilan local des flux pour un petit volume de contrôle	S'adapte à une géométrie quelconque. Simple en application pour les fluides. Plusieurs schémas pour la résolution des termes non linéaires hyperboliques. Assure la conservation de la masse.	Exactitude dépendant du maillage. Difficulté de construire des schémas numériques d'ordre élevé.

III.3. Méthode des éléments finis

III.3.1. Equation générale de transport

L'écoulement des fluides et le transfert de chaleur sont régis par les lois de conservation, exprimées sous forme d'équations différentielles, qui lient la variable dépendante ϕ avec tous les différents facteurs qui influencent cette variable.

L'équation générale de transport adimensionnelle pour une entité physique (ϕ) peut être représentée mathématiquement comme suit :

$$\frac{\partial \phi}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial X_j}(U_j \phi) = \frac{\partial}{\partial X_j}\left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial X_j}\right) + S_\phi \qquad \text{(III-1)}$$

Où :

$\frac{\partial \phi}{\partial \tau}$: Le terme transitoire.

$\frac{\partial}{\partial X_j}(U_j \phi)$: Le terme convectif de ϕ.

$\frac{\partial}{\partial X_j}\left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial X_j}\right)$: Le terme diffusif de ϕ .

S_ϕ : Le terme source et Γ_ϕ est le coefficient de diffusion de la quantité ϕ

L'équation (III. 1) peut prendre plusieurs formes en fonction de la variable (ϕ). Pour notre problème une définition de ϕ, Γ et S_ϕ est donnée dans le tableau III.2 :

Tableau III.2 : Equation générale de transport.

Equation	ϕ	Γ	S_ϕ
Continuité	1	0	0
Quantité de mouvement	U	$\frac{1}{Re}$	$-\frac{\partial P^*}{\partial x^*}+\frac{1}{Re}\left[\frac{\partial}{\partial x_j^*}\left(\frac{\partial u_j^*}{\partial x^*}\right)\right]$
	V		$-\frac{\partial P^*}{\partial y^*}+\frac{1}{Re}\left[\frac{\partial}{\partial x_j^*}\left(\frac{\partial u_j^*}{\partial y^*}\right)\right]$
Energie	θ	$\frac{1}{Pe}$	0

Lorsque ϕ prend la valeur de 1, soit pour u*, v* ou θ, il est possible d'identifier l'équation de transport correspondante à chaque valeur dans le système de coordonnées cartésiennes. Pour ϕ=1, l'équation de conservation de masse, pour u*, l'équation de quantité de mouvement dans la direction x*, pour v*, l'équation de quantité de mouvement dans la direction y* et pour θ, l'équation de l'énergie.

Dans notre travail, on a adopté pour la résolution du système d'équations aux dérivées partielles résultant la méthode des éléments finis qui se résume aux étapes suivantes :

Pour résoudre le système d'équations aux dérivées partielles résultant, nous avons opté pour la méthode des éléments finis. Cette méthode se décompose en plusieurs étapes, à savoir :

- Subdivisionner le domaine physique en un nombre d'éléments.
- Réécrire le système d'EDP sous une forme intégrale grâce à la méthode des résidus pondérés.
- Approximer d'une manière simple les variables inconnues pour transformer le système d'EDP en un système d'équations algébriques.
- Résoudre numériquement le système d'équations algébriques obtenu.

III.3.2. Maillage par éléments finis du canal du capteur solaire

La méthode des éléments finis consiste à découper l'espace physique traité en un nombre d'éléments géométriques. Il est habituel de choisir un élément carré ou triangulaire pour le

maillage, mais il est possible d'utiliser des formes plus complexes. De plus, le maillage n'a pas besoin d'être régulier. En général, il est courant d'affiner le maillage dans les zones d'intérêt, là où l'on s'attend à une variation importante de la solution numérique. Toutefois, il est crucial que ces éléments soient peu distordus et se rapprochent d'un polygone régulier. En effet, plus le maillage est fin, plus la solution obtenue par la méthode des éléments finis sera précise et se rapprochera de la solution de l'équation aux dérivées partielles.

Le maillage du canal utilisé pour notre capteur en deux dimensions comporte 2556 éléments (mailles) et 10675 nœuds (figure III.1). Il s'agit d'un maillage doté d'une loi géométrique, d'une part, suivant y afin de resserrer les mailles à la paroi supérieur et inférieur et d'autre part, suivant x afin de resserrer les mailles à l'entrée du canal et au niveau des trois injections.

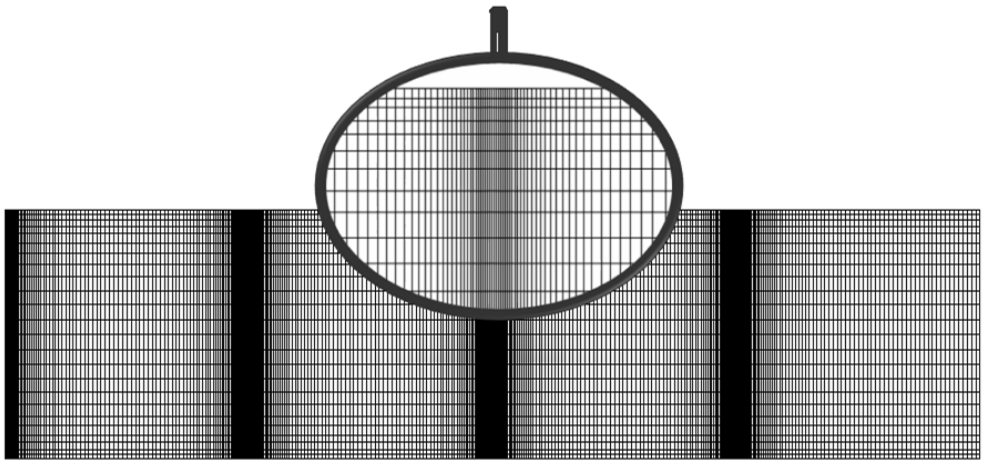


Figure III.1 : Maillage du canal a trois injections.

Les éléments utilisés dans ce travail sont des quadrilatères constitués de neuf nœuds géométriques d'interpolations (**Figure III.2)**. Les vitesses et la température sont situées sur l'ensemble des nœuds ce qui leurs assure une interpolation quadratique suivant toutes les directions, Alors que la pression occupe les nœuds principaux, donc interpolée linéairement.

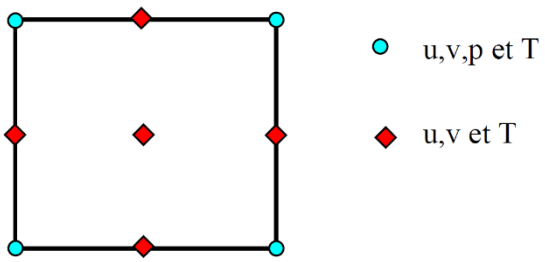


Figure III.2 : Elément quadrilatéral à neuf nœuds.

III.3.3. Formulation intégrale (Méthode des résidus pondérés)

La méthode des résidus pondérés permet le passage d'une formulation aux dérivées partielles à des formes intégrales différentes selon le choix de la fonction de pondération utilisée. Parmi ces techniques la collocation par points, la collocation par sous domaine, la méthode de Galerkine ainsi que la méthode des moindres carres.

Dans cette partie de notre travail, nous avons adopté la méthode de Galerkine qui consiste à utiliser comme fonctions de pondération les fonctions d'interpolation (N) propre à l'élément exploité. Cette méthode est la plus utilisée pour les problèmes relevant de la mécanique des fluides et du transfert de chaleur. La réalisation de cette tache nous a permis la réécriture du système d'équations aux dérivées partielles traité sous la forme intégrale suivante :

$$\int_{\Omega^e} N\left(\frac{\partial \Phi}{\partial t} + \frac{\partial u_j \Phi}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial x_j}\right) - S_\Phi\right) d\Omega = 0 \qquad \text{(III-2)}$$

Où :

N : sont les fonctions de transformations géométriques et d'interpolations de l'élément adopté.

Ω^e : le domaine physique délimité par l'élément (courbe, surface ou volume).

Φ : peut designer les paramétrés cinématiques (u, v) ou bien thermique (T) du problème traité.

L'intégrale (eq.III-2) doit être évaluée sur chaque élément. On utilise pour cette tache une intégration numérique appropriée aux éléments choisis.

III.3.4. Approximation d'une fonction sur un élément fini :

L'approximation par éléments finis consiste à subdiviser le domaine Ω en un nombre de sous- domaines Ω^e, et à définir une fonction approchée U^e appropriée à chaque Ω^e par une approximation nodale qui doit satisfaire les conditions suivantes :

- L'approximation nodale sur un élément Ω^e ne fait intervenir que les variables nodales liées aux nœuds situés sur cet élément et sa frontière ;
- Chaque fonction approchée doit assurer la continuité sur le sous- domaine de sa définition ;
- Les fonctions approchées de deux sous-domaines mitoyens doivent assurer la continuité sur leurs frontières communes.

- Afin de satisfaire ces conditions, il est impératif que les sous-domaines Ω^e vérifient :
  - Aucun recouvrement ni trou entre deux éléments voisins ;
  - L'ensemble des Ω^e doit former un domaine aussi proche que possible de Ω.

La nécessité de construire une fonction approchée propre à chaque élément est surpassée par l'introduction de la notion d'élément de référence. Dans ce travail, on considère des éléments quadrilatéraux à neuf et à quatre nœuds ainsi que leurs éléments de référence.

Dans un espace de référence, un élément de forme simple appelé élément de référence Ω^r peut être transformé en chaque élément réel Ω^e grâce à une transformation géométrique τ^e. Cette transformation dépend des coordonnées des nœuds géométriques qui définissent l'élément réel, telles que :

$$\tau^e : \xi \rightarrow X^e = X^e(\xi, X_1, X_2, \dots, X_{N_n})$$

Où :

ξ : Coordonnées (ξ, η) d'un point quelconque sur Ω^r ;

X^e: Coordonnées (x, y) du point correspondant sur Ω^e ;

N_n: Nombre de nœuds sur l'élément réel et sa frontière ;

$X_1, X_2, \dots, X_{N_n}$: Les nœuds géométriques de l'élément réel.

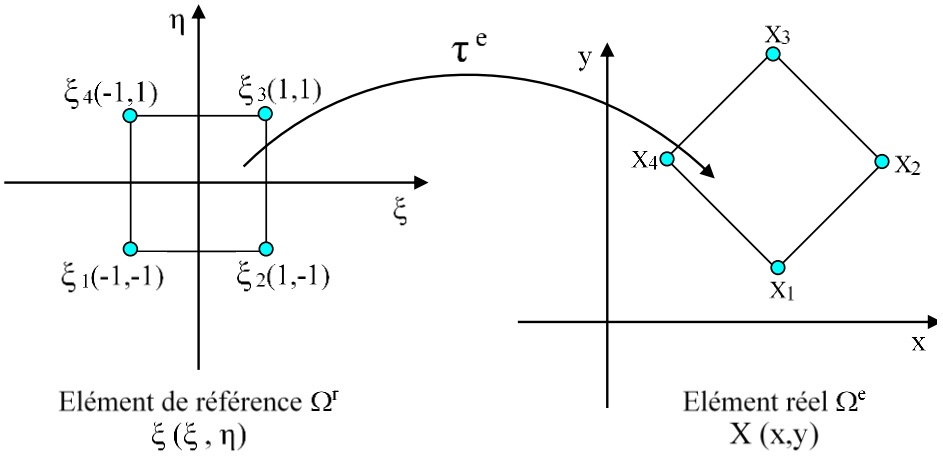


Figure III.3 : Elément réel et son élément de référence associé.

La valeur approchée d'une fonction u au point $x(x,y)$ d'un élément réel est évaluée par une approximation nodale au point $\xi(\xi,\eta)$ de l'élément de référence, si ξ est l'image de x, par la transformation géométrique τ^e. Cette estimation est donnée par les relations :

Pour

$$x = \langle N_1(\xi,\eta) \quad N_2(\xi,\eta) \quad \cdots \quad N_n(\xi,\eta)\rangle \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{Bmatrix} = \sum_{i=1}^{n} N_i(\xi,\eta)x_i$$

$$y = \langle N_1(\xi,\eta) \quad N_2(\xi,\eta) \quad \cdots \quad N_n(\xi,\eta)\rangle \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_n \end{Bmatrix} = \sum_{i=1}^{n} N_i(\xi,\eta)y_i$$

On a :

$$u(x,y) = u(\xi,\eta) = \langle N_1(\xi,\eta) \quad N_2(\xi,\eta) \quad \cdots \quad N_n(\xi,\eta)\rangle \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ \vdots \\ u_n \end{Bmatrix} = \sum_{i=1}^{n} N_i(\xi,\eta)u_i$$

Où N_i sont les fonctions d'interpolations qui vérifient :

$$N_j(\xi_i,\eta_i) = \begin{cases} 0 \;\; si \; i \neq j \\ 1 \;\; si \; i = j \end{cases}$$

Cette condition implique que si (ξ_i,η_i) sont les coordonnées géométriques du nœud i sur l'élément de référence et u_i est la valeur de la fonction u sur ce même nœud, alors on aura à partir des fonctions de transformation géométrique et d'interpolation :

$$\begin{cases} x(\xi_i,\eta_i) = x_i \\ y(\xi_i,\eta_i) = y_i \\ u(\xi_i,\eta_i) = u_i \end{cases}$$

Dans cette étude, nous avons utilisé des fonctions d'interpolations quadratiques N pour les vitesses et la température, alors que nous avons adopté des fonctions linéaire M pour la pression. Ces fonctions sont données par les tableaux III.3 et III.4.

Tableau III.3 : Fonctions d'interpolations linéaires et leurs dérivées pour un élément de référence quadrilatérale à quatre nœuds.

M	$\frac{\partial M}{\partial \xi}$	$\frac{\partial M}{\partial \eta}$
$(1-\xi)(1-\eta)/4$	$(-1+\eta)/4$	$(-1+\xi)/4$
$(1+\xi)(1-\eta)/4$	$(1-\eta)/4$	$(-1-\xi)/4$
$(1+\xi)(1+\eta)/4$	$(1+\eta)/4$	$(1+\xi)/4$
$(1-\xi)(1+\eta)/4$	$(-1-\eta)/4$	$(1-\xi)/4$

Tableau III.4 : Fonctions d'interpolations quadratiques et leurs dérivées pour un élément de référence quadrilatérale à neuf nœuds.

N	$\frac{\partial N}{\partial \xi}$	$\frac{\partial N}{\partial \eta}$
$(1-\xi)(1-\eta)\xi\eta/4$	$(1-2\xi)(1-\eta)\eta/4$	$(1-\xi)(1-2\eta)\xi/4$
$-(1-\xi^2)(1-\eta)\eta/2$	$(1-\eta)\xi\eta$	$-(1-\xi^2)(1-2\eta)/2$
$-(1+\xi)(1-\eta)\xi\eta/4$	$-(1+2\xi)(1-\eta)\eta/4$	$-(1+\xi)(1-2\eta)\xi/4$
$(1+\xi)(1-\eta^2)\xi/2$	$(1+2\xi)(1-\eta^2)/2$	$-(1+\xi)\xi\eta$
$(1+\xi)(1+\eta)\xi\eta/4$	$(1+2\xi)(1+\eta)\eta/4$	$(1+\xi)(1+2\eta)\xi/4$
$(1-\xi^2)(1+\eta)\eta/2$	$-(1+\eta)\xi\eta$	$(1-\xi^2)(1+2\eta)/2$
$-(1-\xi)(1+\eta)\xi\eta/4$	$-(1-2\xi)(1+\eta)\eta/4$	$-(1-\xi)(1+2\eta)\xi/4$
$-(1-\xi)(1-\eta^2)\xi/2$	$-(1-2\xi)(1-\eta^2)/2$	$(1-\xi)\xi\eta$
$(1-\xi^2)(1-\eta^2)$	$-2(1-\eta^2)\xi$	$-2(1-\xi^2)\eta$

III.3.5. Discrétisation de la forme intégrale sur un élément de référence :

Avant la discrétisation de la forme intégrale sur un élément de référence, une intégration par partie lui est effectuée afin de réduire au maximum l'ordre des dérivées intervenantes. L'expression (III-2) s'écrit alors comme suit :

$$\int_{\Omega^e}(N\frac{\partial \Phi}{\partial t}+N\frac{\partial u_j \Phi}{\partial x_j}+\frac{\partial N}{\partial x_j}(\Gamma\frac{\partial \Phi}{\partial x_j})-NS_\Phi)\,d\Omega=0 \qquad \text{(III-3)}$$

En considérant une approximation par éléments finis des variables u, v, p, θ et de leurs dérivées sur un élément de référence, tel que :

$$\Phi(\xi,\eta)=\sum_{i=1}^{9}N_i(\xi,\eta)\Phi_i,\ \frac{\partial \Phi(\xi,\eta)}{\partial \xi}=\sum_{i=1}^{9}\frac{\partial N_i(\xi,\eta)}{\partial \xi}\Phi_i,\ \frac{\partial \Phi(\xi,\eta)}{\partial \eta}=\sum_{i=1}^{9}\frac{\partial N_i(\xi,\eta)}{\partial \eta}\Phi_i$$

pour Φ désignant u, v ou θ .

$$p(\xi,\eta)=\sum_{i=1}^{9}M_i(\xi,\eta)p_i,\ \frac{\partial p(\xi,\eta)}{\partial \xi}=\sum_{i=1}^{9}\frac{\partial M_i(\xi,\eta)}{\partial \xi}p_i,\ \frac{\partial p(\xi,\eta)}{\partial \eta}=\sum_{i=1}^{9}\frac{\partial M_i(\xi,\eta)}{\partial \eta}p_i$$

pour la pression .

L'expression (III-3) s'écrit sur l'élément de référence comme suit :

$$\iint_{-1-1}^{11}((N_i\frac{\partial N_j}{\partial t}+N_i\frac{\partial u_l N_j}{\partial \xi_l}+\frac{\partial N_i}{\partial \xi_l}(\Gamma\frac{\partial N_j}{\partial \xi_l}))\Phi_j-N_iN_jS_{\Phi_j})\,|J|d\xi d\eta=0 \qquad \text{(III-4)}$$

Où :

$|J|$: est le déterminant du jacobien J de la transformation géométrique τ^e donné par :

$$J=\begin{bmatrix}\sum_{i=1}^{9}\frac{\partial N_i(\xi,\eta)}{\partial \xi}x_i & \sum_{i=1}^{9}\frac{\partial N_i(\xi,\eta)}{\partial \xi}y_i\\ \sum_{i=1}^{9}\frac{\partial N_i(\xi,\eta)}{\partial \eta}x_i & \sum_{i=1}^{9}\frac{\partial N_i(\xi,\eta)}{\partial \eta}y_i\end{bmatrix}$$

L'expression (III-4) est écrite alors sous une forme matricielle comme suit :

$$[K_e]\{\Phi_e\}=\{F_e\}$$

Tel que :

$[K_e]$: est dite matrice rigidité élémentaire ;

$\{F_e\}$: est dit vecteur sollicitation élémentaire.

$\{\Phi_e\}$: est dit vecteur élémentaire des inconnus.

L'intégrale (III-4) doit être évaluer sur chaque élément par une intégration numérique. Dans notre cas nous avons opté pour une méthode dite Quadrature de Gauss qui permet la construction d'un système d'équations algébriques élémentaires.

III.3.6. Forme intégrale globale discrétisée

La forme intégrale globale du modèle mathématique traité est écrite sous la forme matricielle suivante :

$$[K]\{\Phi\}=\{F\}$$

Ce système d'équations algébriques est construit par l'addition des matrices élémentaires $[K_e]$ et des vecteurs élémentaires $\{F_e\}$ et $\{\Phi_e\}$ après expansion.

L'expansion consiste alors à ramener la matrice et les vecteurs élémentaires aux dimensions du système globale par l'insertion des lignes et des colonnes de zéros. Le système global est donné par la relation :

$$[K] = \sum_{i=1}^{ne} [K_e]^{etendu}$$

$$\{\Phi\} = \sum_{i=1}^{ne} \{\Phi_e\}^{etendu}$$

$$\{F\} = \sum_{i=1}^{ne} \{F_e\}^{etendu}$$

Où : ne est le nombre des éléments utilisés.

$\{\Phi\}$: Vecteur global des variables nodales (inconnus).

$[K]$: Matrice rigidité globale.

$\{F\}$: Vecteur sollicitation global.

III.3.7. Méthode de résolution

La résolution du système d'équations algébriques formulé suite à l'application de la méthode des résidus pondérés constitue la dernière étape de la méthode des éléments finis après introductions des conditions aux limites.

Les conditions aux limites peuvent être introduites par plusieurs manières. Dans ce travail, on a adopté la méthode du terme unité sur la diagonale qui consiste à modifier le vecteur $\{F\}$ et la matrice $[K]$ de la façon suivante :

Si $\overline{\Phi_\iota}$ est la condition aux limites imposée à la variable Φ_i, les modifications se résument à :

$$F_j = F_j - K_{ji}\acute{u} \qquad j = 1,2,\dots,n \qquad j \neq i$$
$$F_i = \overline{\Phi_\iota}$$
$$K_{ij} = K_{ji} = 0 \qquad j = 1,2,\dots,n \qquad j \neq i$$
$$K_{ii} = 1$$

Qu'on schématise comme suit :

$$\begin{bmatrix} k_{11} & \cdots & 0 & \cdots & k_{1n} \\ \vdots & \ddots & 0 & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \vdots & \ddots & 0 & \ddots & \vdots \\ k_{n1} & \cdots & 0 & \cdots & k_{nn} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Phi_1 \\ \vdots \\ \Phi_i \\ \vdots \\ \Phi_n \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 - k_{1i}\overline{\Phi_\iota} \\ \vdots \\ \overline{\Phi_\iota} \\ \vdots \\ F_n - k_{nn}\overline{\Phi_\iota} \end{Bmatrix}$$

Cependant, la méthode de résolution d'un système d'équations algébriques est dictée par la forme que présente ce dernier. Dans ce travail, on a considéré la méthode d'élimination de Gauss pour le système linéaire (Équation de chaleur) et de substitution pour le système non linéaire (Équation de l'écoulement).

III.3.8. Organigramme

Les étapes suivies dans la méthode des éléments finis pour la résolution numérique du système d'équations régissant le problème physique étudié dans l'application (A) sont illustrées par l'organigramme présenté sur la figure III.4.

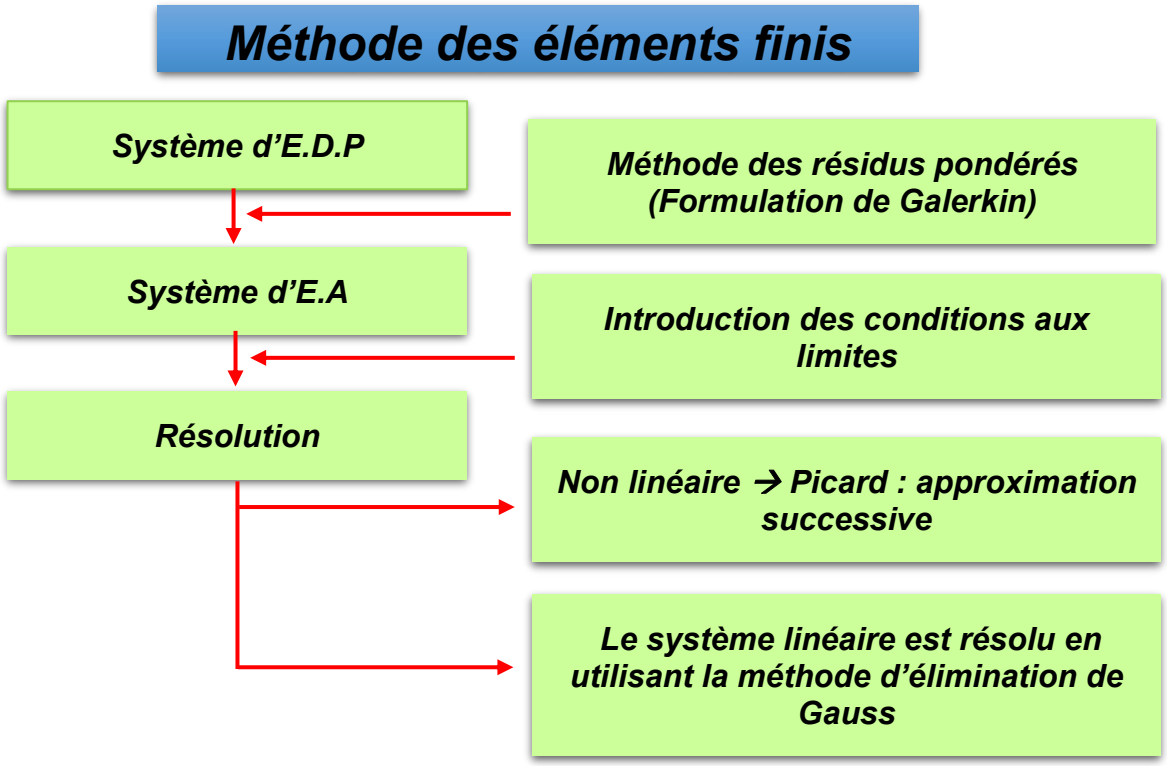


Figure III.4 : Les étapes suivies par la méthode des éléments finis pour la résolution du problème physique étudié dans l'application (A)

III.4. Méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis (MVF) est une méthode de discrétisation pour l'approximation d'un système d'équations aux dérivées partielles (EDP) exprimant la conservation de plusieurs grandeurs. Grâce à cette méthode, il est possible de transformer, aux dérivées partielles en équations algébriques, les équations de Navier-Stokes, d'énergie, de transport des contraintes de Reynolds et de taux de dissipation. Ces équations algébriques sont résolues numériquement pour donner des solutions à un nombre fini de points ou d'emplacements nodaux. L'utilisation du logiciel fluent, qui est basé sur la méthode des volumes finis, permet de résoudre les équations citées dans le chapitre précédent (II.4.1.7) qui traitent le problème de la convection forcée turbulente.

III.4.1. Equation générale de transport

Dans le cas général, l'équation (III. 1) mentionnée dans la partie III.3.1 peut être utilisée pour représenter les équations régissant les phénomènes de transport tels que la quantité de mouvement, l'énergie, la masse, etc... L'équation (III. 1) peut prendre plusieurs formes en fonction de la variable (ϕ). Pour la partie de la résolution par la méthode des volumes finis, en régime stationnaire, les variables ϕ , Γ et S_ϕ *sont* définis dans le tableau III.5 :

Tableau III.5 : Equation générale de transport.

Equation	ϕ	Γ	S_ϕ
Continuité	1	0	0
Quantité de mouvement	U	$\frac{\left(1+\upsilon_t^*\right)}{Re}$	$-\frac{\partial P*}{\partial x*}+\frac{1}{Re}\left[\frac{\partial}{\partial x_j*}\left(\left(1+\upsilon_t^*\right)\frac{\partial u_j*}{\partial x*}\right)\right]$
	V		$-\frac{\partial P*}{\partial y*}+\frac{1}{Re}\left[\frac{\partial}{\partial x_j*}\left(\left(1+\upsilon_t^*\right)\frac{\partial u_j*}{\partial y*}\right)\right]$
Energie	θ	$\frac{\left(1+\alpha_t^*\right)}{Pe}$	0
Energie cinétique turbulente	k	$\frac{1}{Re}\left(1+\frac{\upsilon_t}{\sigma_K}\right)$	$\frac{1}{Re}\left(P_K^*+G_K^*-\varepsilon*\right)$
Taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente	ε	$\frac{1}{Re}\left(1+\frac{\upsilon_t}{\sigma_\varepsilon}\right)$	$\frac{1}{Re}\left[C_{\varepsilon 1}\left(P_K^*+C_{\varepsilon 3}G_K^*\right)-C_{\varepsilon 2}\varepsilon*\right]\frac{\varepsilon*}{k*}$

Lorsque ϕ prend la valeur de 1, soit pour u*, v* ou θ, il est possible d'identifier l'équation de transport correspondante à chaque valeur dans le système de coordonnées cartésiennes. Pour ϕ=1, l'équation de conservation de masse, pour u*, l'équation de quantité de mouvement dans la direction x*, pour v*, l'équation de quantité de mouvement dans la direction y* et pour θ, l'équation de l'énergie.

III.4.2. Discrétisation des équations

L'équation générale de transport (éq. III.1) est discrétisé, sur un volume de contrôle typique (voir figure III.5), comme suit :

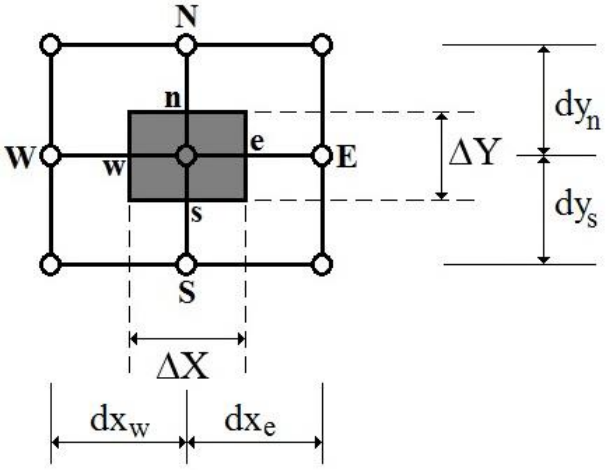


Figure III. 5 : Volume de contrôle typique.

$$\int_s^n\int_w^e \frac{\partial(U\phi)}{\partial x}\,dx\,dy+\int_s^n\int_w^e \frac{\partial(V\phi)}{\partial y}\,dx\,dy=\int_s^n\int_w^e \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial x}\right)dx\,dy + \int_s^n\int_w^e \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial y}\right)dx\,dy+\int_s^n\int_w^e S_\phi\,dx\,dy \qquad \text{(III-5)}$$

Où :

$$\int_s^n\int_w^e \frac{\partial(U\phi)}{\partial x}\,dx\,dy=(U_e\phi_e-U_w\phi_w)\Delta Y$$

$$\int_s^n\int_w^e \frac{\partial(V\phi)}{\partial y}\,dx\,dy=(V_n\phi_n-V_s\phi_s)\Delta X$$

$$\int_s^n\int_w^e \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial x}\right)dx\,dy=\left[\left(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial X}\right)_e-\left(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial X}\right)_w\right]\Delta Y$$

$$\int_s^n\int_w^e \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial y}\right)dx\,dy=\left[\left(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial Y}\right)_n-\left(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial Y}\right)_s\right]\Delta X$$

$$\int_s^n\int_w^e S_\phi\,dx\,dy=\overline{S_\phi}\;\Delta X\;\Delta Y$$

Le résultat de l'intégration de l'équation (III.5) divisé par $\Delta\tau$ donne :

$$(U_e\phi_e - U_w\phi_w)\Delta Y + (V_n\phi_n - V_s\phi_s)\Delta X = \left[\left(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial X}\right)_e - \left(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial X}\right)_w\right]\Delta Y + \left[\left(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial Y}\right)_n - \left(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial Y}\right)_s\right]\Delta X + \overline{S_\phi}\ \Delta X\ \Delta Y \quad \text{(III-6)}$$

En posant :

$$J_x = U\ \phi\ - \Gamma\frac{\partial\phi}{\partial X}$$

$$J_y = V\ \phi\ - \Gamma\frac{\partial\phi}{\partial Y}$$

Donc le résultat de l'équation (III.6) donne :

$$J_e^{m+1} - J_w^{m+1} + J_n^{m+1} - J_s^{m+1} = \overline{S_\phi}\ \Delta X\ \Delta Y \quad \text{(III-7)}$$

Où : *m* correspondant au nombre d'itérations.

$$\left.\begin{aligned} J_e &= U_e\phi_e\Delta Y - \Gamma\frac{\partial\phi}{\partial \mathrm{X}}\bigg|_e \Delta\mathrm{Y} \\ J_w &= U_w\phi_w\Delta Y - \Gamma\frac{\partial\phi}{\partial \mathrm{X}}\bigg|_w \Delta\mathrm{Y} \\ J_n &= V_n\phi_n\Delta X - \Gamma\frac{\partial\phi}{\partial \mathrm{Y}}\bigg|_n \Delta\mathrm{X} \\ J_s &= V_s\phi_s\Delta X - \Gamma\frac{\partial\phi}{\partial \mathrm{Y}}\bigg|_s \Delta\mathrm{X} \end{aligned}\right\} \quad \text{(III-8)}$$

Les grandeurs J_e, J_w, J_n et J_s représentent les flux aux interfaces (e, w, n, s). Le terme S_ϕ est défini comme constant dans le volume de contrôle, alors que $\overline{S_\phi}$ est estimé au centre du volume de contrôle.

Dans cette étude, la résolution du notre problème physique a été faite par l'utilisation de logiciel Fluent qui permet d'élaborer un modèle numérique capable de traiter le problème de la convection forcée turbulent bidimensionnelle.

III.4.3. Résolution par Fluent

Fluent est un logiciel de simulation en mécanique des fluides basé sur la méthode CFD (Computational Fluid Dynamics) qui permet de modéliser les écoulements de fluides. Ce logiciel offre l'avantage de disposer d'une vaste gamme de modèles permettant de prendre en compte de multiples aspects de la mécanique des fluides.

Ce logiciel est basé sur la méthode des volumes finis pour résoudre les équations liées aux écoulements de fluides, et qu'elles tiennent alors la forme de l'équation générale de transport d'une grandeur scalaire, et s'appliquent, dans le volume de contrôle typique, aux différentes mailles. Le logiciel Fluent est un solveur qui ne dispose pas d'un outil de maillage intégré. Il est donc nécessaire d'effectuer le maillage avec un autre logiciel, tel que Gambit.

III.4.4. Maillage sous Gambit

L'outil GAMBIT est un préprocesseur intégré pour l'analyse CFD. Il peut être utilisé pour définir une géométrie, créer un maillage et le vérifier (structuré ou non structuré utilisant les coordonnées cartésiennes, cylindriques, polaires ou axisymétriques), définir les frontières (Types de conditions aux limites : interfaces, parois solide, fluide, etc.) et les domaines de calculs [85].

Dans cette étude numérique, la création de la géométrie ainsi que le maillage sont effectuées à l'aide du progiciel "GAMBIT". Notre problème physique est de forme simple où l'écoulement de l'air est de même forme que la géométrie proposée. Cette dernière est construite sur la base d'un maillage à cellules quadrilatères bidimensionnelle (voir figure III. 6).

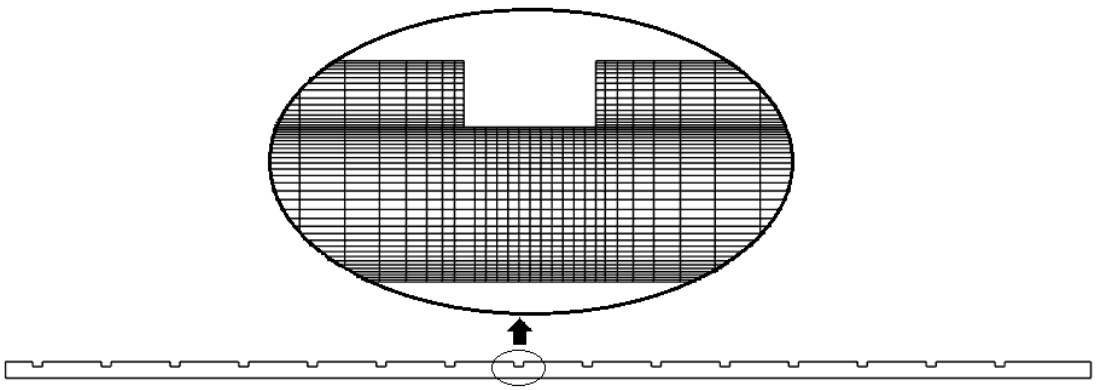


Figure III.6 : Maillage du canal horizontal bidimensionnel.

III.4.5. Définition des frontières de notre problème

Les conditions aux limites imposées aux frontières du domaine de notre problème bidimensionnel sont illustrées dans la figure III. 7.

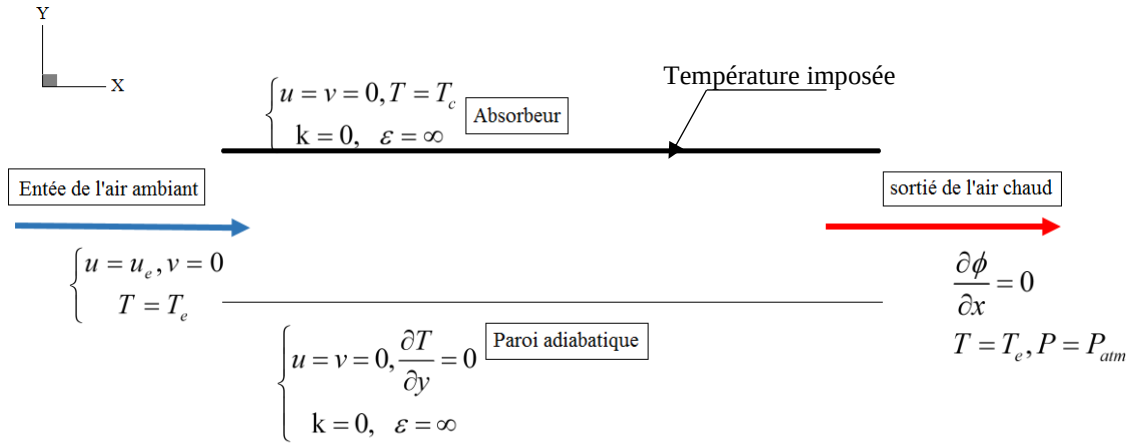


Figure III.7 : Conditions aux limites appropriées à notre problème.

Les conditions limites de notre modèle sont synthétisées dans le tableau ci-dessous :

Tableau III.6 : Définition des frontières appropriées à notre problème.

Frontières appropriées	**Conditions aux limites**
Paroi inférieure	**Wall**
Paroi supérieure	**Wall**
Entrée du canal	**Velocity Inlet**
Sortie du canal	**Pression outlet**
Fluide	**Fluid**

N.B : Dans le cas où le régime d'écoulement est laminaire l'énergie cinétique turbulente et la dissipation de l'énergie cinétique turbulente n'existe pas.

III.4.6. Implémentation dans "Fluent"

Pour commencer la simulation par Fluent, il est nécessaire, d'abord, de choisir entre la simulation tridimensionnelle (3D) ou bidimensionnelle (2D) et mettre à l'échelle la géométrie de manière appropriée, (centimètre pour notre cas). Afin de charger le maillage du problème à résoudre il faut importer le fichier (*.msh) généré sous Gambit. En plus de sa capacité à modéliser les écoulements de fluides, le logiciel Fluent offre également la possibilité de

réorganiser l'ordre des nœuds, des surfaces et des cellules en mémoire, afin de les aligner avec la structure du maillage. Cette fonctionnalité permet l'amélioration des performances de calcul et l'efficacité de l'accès à la mémoire.

III.4.7. Simple précision ou double précision

Avant que la simulation ne démarre dans FLUENT, l'option "2ddp" est utilisée pour sélectionner le solveur bidimensionnel à double précision. Dans le solveur à double précision, chaque nombre à virgule flottante est représenté en utilisant 64 bits, contrairement au solveur "simple précision" qui utilise une représentation à 32 bits. Les bits supplémentaires augmentent non seulement la précision mais également la plage de grandeurs qui peuvent être représentées. Cependant, l'inconvénient de l'utilisation de la double précision est qu'elle nécessite plus de mémoire [109].

III.4.8. Choix de la formulation du solveur

Le logiciel FLUENT offre le choix entre deux options du solveur :

- La formulation "Segregated" : Les équations gouvernantes (les équations de continuité, quantité de mouvement, d'énergie et de turbulence) sont résolues séquentiellement, c'est-à-dire l'équation de chaque variable est résolue séparément, par un solveur isolé "Segregated" (implicite par défaut), en utilisant une technique basée sur le volume de contrôle. Le solveur en question est généralement utilisé pour les écoulements incompressibles ainsi que pour les écoulements modérément compressibles. Par conséquent, pour notre problème, la formulation choisie à utiliser est Segregated.
- La formulation couplée "Coupled", est soit implicite ou explicite : Dans l'approche couplée, les équations de conservation sont discrétisées et résolues comme un seul système d'équations simultanément, autrement dit couplées les unes aux autres [110].

III.4.8.1. Schémas numériques de discrétisation

Dans le logiciel "Fluent", les variables placées au centre de la cellule sont interpolées aux faces du volume de contrôle. Différents schémas peuvent être utilisés pour discrétiser les termes convectifs des équations régissant l'écoulement, alors que, pour plus de précision, les termes visqueux sont discrétisés au second ordre de manière implicite. Dans le cas d'un écoulement convectif, l'utilisation du schéma du second ordre "Upwind", disponible dans le logiciel

"Fluent" est le plus adapté. D'autres schémas d'interpolation d'ordres de précision 1 ou 2 et même d'ordre 3 sont également disponibles et ils sont mentionnés dans la **figure (III. 8)** comme suit :

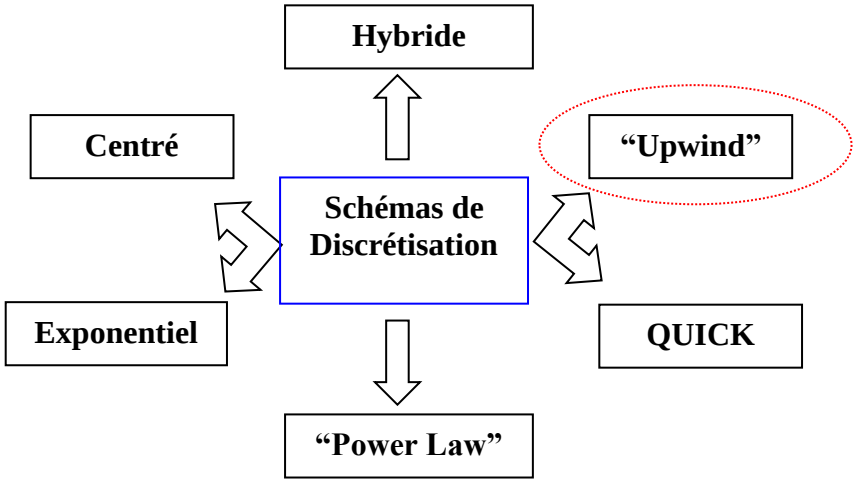


Figure III. 8 : Schémas de discrétisation.

III.4.8.2. Choix du schéma d'interpolation de la pression

Dans FLUENT, de nombreux schémas d'interpolation de la pression sont accessibles. Il est possible de choisir parmi les options suivantes :

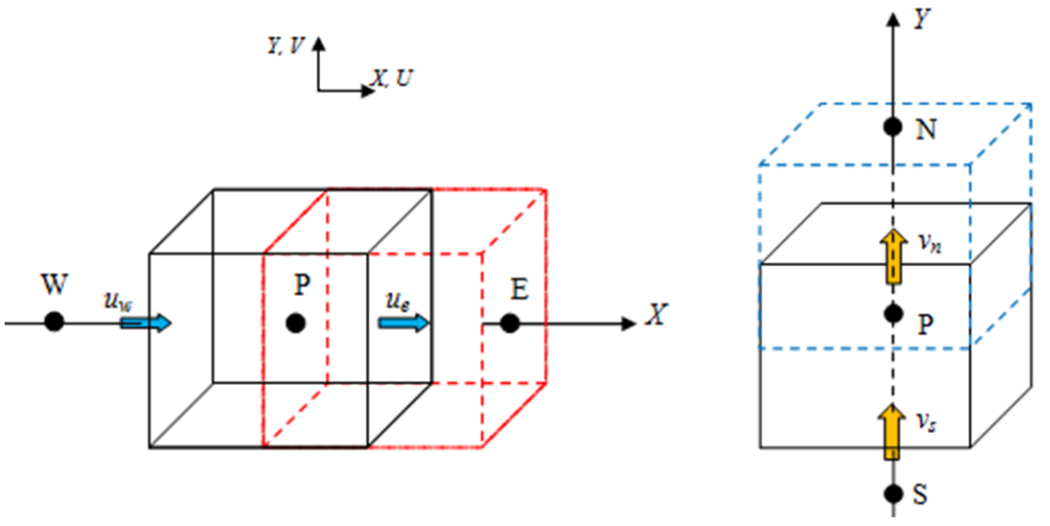
- Le schéma "standard" est fréquemment utilisé pour de nombreux types des écoulements même dans le cas des écoulements complexes.
- Le schéma force de volume pondéré "Body-Force-Weighted" est approprié pour les écoulements portant des forces de volume importantes, tels que la convection naturelle à grand nombre de Rayleigh.
- Le schéma "PRESTO" est préconisé pour les écoulements fortement tourbillonnaires, à haute vitesse de rotation ou les écoulements dans les zones extrêmement courbés.
- Le schéma "Second ordre" est utilisé pour améliorer la précision en écoulements incompressibles, aussi il est recommandé pour les écoulements compressibles.
- Le schéma linéaire "Linear" est une alternative lorsque les autres schémas possèdent des problèmes de convergence ou engendrent des comportements non physiques.

Dans notre cas, le schéma "Second ordre" a été adopté, pour améliorer la précision en écoulements incompressibles.

III.4.8.3. Choix de la méthode de couplage Pression –Vitesse

Les équations de Navier-Stokes pour les fluides incompressibles sont faiblement couplées. Le problème de couplage est dû à l'apparition simultanée des variables de vitesse et de pression dans les deux équations de conservation de la quantité de mouvement. Le gradient de pression, agissant comme un terme source dans ces équations, exerce un effet moteur sur l'écoulement. Il rend la résolution des équations de Navier-Stokes plus compliquée.

Aussi bien que la vitesse, la pression reste toujours une inconnue à déterminer. Il est possible qu'un champ de vitesse satisfasse l'équation de continuité sans satisfaire les équations de transport de quantité de mouvement. De ce fait, l'utilisation d'un algorithme de couplage pression-vitesse est requise en raison de la particularité de ces équations. La solution passe par l'emploi de l'algorithme "SIMPLE" (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) pour faire le couplage entre la pression et la vitesse, ce qui nécessite la définition des vitesses sur un maillage décalé "Staggered grid", (figure III. 9) [111]. Lorsque la pression et les vitesses sont définies aux mêmes nœuds d'un volume de contrôle ordinaire, un champ de pression fortement non uniforme peut être traité comme s'il était uniforme dans les équations discrètes de quantité de mouvement [103]. La simplicité de mise en œuvre de l'algorithme "SIMPLE" l'a rendue très utilisée par les scientifiques depuis les années 1970-1980.



(a) Maillage décalé vers la droite pour la vitesse *u*

(b) Maillage décalé vers le haut pour la vitesse *v*

Figure III. 9 : Maillage décalé du volume de contrôle

L'algorithme SIMPLE a été proposé à l'origine par Patankar et Spalding (1972) [98]. Il s'agit, essentiellement, d'une procédure d'estimation et de correction permettant de calculer la pression sur le maillage décalé adopté. Depuis sa conception en 1972, l'algorithme SIMPLE a été largement utilisé

pour résoudre le couplage pression-vitesse dans les problèmes d'écoulement incompressible. Au fil des années, un certain nombre de modifications de l'algorithme SIMPLE ont été proposées [4–6] et se sont avérées avoir de meilleures propriétés de convergence. L'algorithme SIMPLER (SIMPLE Revised) de Patankar [113] et SIMPLEC (SIMPLE Consistent) de Van Doormaal et Raithby [114] sont des exemples de telles modifications et semblent présenter un meilleur comportement que SlMPLE et ses autres variantes. Plus récemment, lssa et ses collaborateurs [7, 8] ont proposé l'algorithme PIS0 (Pressure-Implicit with Splitting of Operators), qui est une procédure de marche temporelle non itérative. Une comparaison complète des méthodes SIMPLE, SIMPLER, SIMPLEC et PISO pour une variété de problèmes d'écoulement a été donnée par Versteeg et Malalasekera [103].

III.4.8.4. Choix des facteurs de relaxation

La sous-relaxation est requise dans toutes les méthodes pour assurer la stabilité du processus d'itération. Un choix correct des facteurs de sous-relaxation α est essentiel pour des simulations rentables. Une valeur trop grande de α peut conduire à des oscillations ou voire des solutions itératives divergentes, et une valeur trop petite entraînera une convergence extrêmement lente. Il est clair que, les valeurs optimales des facteurs de sous-relaxation dépendent du flux et doivent être recherchées au cas par cas.

L'équation de correction de pression est susceptible de divergence à moins qu'une certaine sous-relaxation ne soit utilisée pendant le processus itératif et que de nouvelles pressions améliorées p^{new} soient obtenues avec :

$$P^{new} = P^{*} + \omega_p P' \qquad \text{(III-9)}$$

Où, ω_p est le facteur de sous-relaxation de la pression, P* est le champ de pression estimé et P′ est le champ de correction.

Les vitesses sont également sous- relaxées. Les composantes de vitesse améliorées de manière itérative u^{new} et v^{new} sont obtenues à partir de :

$$\begin{aligned} u^{new} &= \omega_u u + \left(1 - \omega_u\right) u^{n-1} \\ v^{new} &= \omega_v v + \left(1 - \omega_v\right) v^{n-1} \end{aligned} \qquad \text{(III-10)}$$

Où ω_u et ω_v sont les facteurs de sous-relaxation des vitesses *u* et *v*, *u* et *v* sont les composantes de vitesse (calculées) corrigées sans relaxation, et u^{n-1} et v^{n-1} représentent leurs valeurs obtenues dans l'itération précédente. "n" représente l'avancement des itérations successives.

Il convient de noter que ω =1 revient à la méthode originale de Jacobi, 0 < ω < 1 est appelé sous-relaxation, alors que ω >1 est appelé sur-relaxation. La valeur des facteurs de relaxation adaptés pour accélérer la convergence est mentionnée dans le tableau suivant :

Tableau III.7 : Paramètres de sous–relaxation de notre problème.

Variables	Facteurs de Relaxation
Pression	0.3
Densité	1
Forces de volume	1
Quantité de mouvement	0.7
Energie	0.9

III.5. Conclusion

Dans ce chapitre, une brève présentation a été faite des méthodes de résolution adoptées dans le traitement de notre problème physique. De ce fait, on a introduit la méthode des éléments finis et également la méthode des volumes finis utilisée par le code exploité (Ansys Fluent). Le point a été fait sur les principales étapes suivies dans ces méthodes et les différents choix des modèles d'interpolations, de discrétisations et de fonctionnements.

Les résolutions effectuées par la méthode des éléments finis et par la méthode des volumes finis ont donné des résultats qui sont présentés dans le chapitre V.

Résultats et discussions

IV.1. Introduction

Pour tirer les recommandations qualitatives qui peuvent améliorer le comportement thermique du capteur solaire à air, le présent travail comporte l'étude de l'influence de certains paramètres physiques et/ou géométriques sur le transfert de chaleur par convection forcée dans un écoulement laminaire en régime stationnaire et/ou écoulement turbulent en régime instationnaire à l'intérieur d'un canal longitudinal.

Le transfert de chaleur localisé dans le canal longitudinal du capteur solaire est généré en considérant certaines conditions aux limites. Une température imposée (condition de Dirichlet) ou un flux imposé (condition de Neumann) au niveau de l'absorbeur, une isolation parfaite de la paroi inferieure (surface adiabatique), et un écoulement forcé d'air venant de l'extérieur à l'entrée du canal. La vitesse u_e, de l'air entrant est de ce fait considérée comme la vitesse caractéristique de l'écoulement.

Dans cette partie de l'étude, deux applications ont été présentées et analysées.

- **Application A :** Optimisation d'un capteur à air longitudinal par régulation thermique en régime laminaire.
- **Application B :** Optimisation des paramètres géométriques et physiques d'un capteur solaire à air en régime turbulent.

IV.2. Application A : Optimisation d'un capteur a air longitudinal par régulation thermique en régime laminaire

IV.2.1. Validation du code de calcul

Afin de donner une crédibilité à notre code de calcul dans lequel nous avons utilisé des éléments quadrilatères à neuf nœuds, nous avons procédé à l'étude de deux Benchmarks, à savoir, l'écoulement en convection forcé stationnaire non-isotherme en régime laminaire à travers une conduite cylindrique et entre deux plaques planes semi-infinies.

Le tableau IV.1 résume une comparaison entre nos résultats numériques et ceux trouver par la solution analytique du problème considérer. Les résultats montrent un faible écart de 3% entre les valeurs obtenues analytiquement et celles issues de la simulation. Par conséquent, notre code de calcul atteste un bon fonctionnement pour les écoulements en convection forcé laminaire.

Tableau IV.1 : Comparaison des valeurs numériques des différents paramètres du problème. (*) Résultats de simulation, (o) Résultats analytiques

		Conduite cylindrique	Plaque plane
U_{max}	*	1.9985	1.4995
	O	2.0000	1.5000
	Ec (%)	0.075	0.03
Nu_{asym} **Température imposée**	*	3.6713	7.551
	O	3.66	7.54
	Ec (%)	0.3	0.15
Nu_{asym} **Flux imposé**	*	4.234	8.234
	O	4.364	8.235
	Ec (%)	2.98	0.01
$f\,Re$	*	15.8933	24.016
	O	16	24
	Ec (%)	0.67	0.07

IV.2.2. Différent scenario de la régulation

Le séchage solaire des produits (agroalimentaire, de construction, pharmaceutiques, etc.) nécessite une augmentation linéaire de la température de l'air de séchage. Cette évolution permettra l'évaporation graduelle de l'eau contenue dans le produit sans bruler la surface externe. Dans cette partie du travail, des processus de régulation ont été introduits pour assurer, quelle que soit l'intensité du rayonnement solaire, une température de l'air à la sortie du canal dans une plage de température jugé favorable au procédé de séchage.

Pour la simulation, nous avons pris les valeurs de l'éclairement solaire global mesurées au cours de la journée du 08 janvier 2014, dans la région de Ghardaïa (latitude = 32,6° N, longitude = 3,8° W, altitude = 469 m et albédo = 0.2). Celle-ci est située au sud de la capital Alger à environ 595 Km. La figure IV.1 présente l'évolution du rayonnement solaire global sur plan horizontal en fonction du temps. Ces valeurs sont obtenues à partir des mesures réelles de la station météorologique, de grande précision, Sun-Tracker. Une corrélation qui permet de traduire l'évolution temporelle du flux solaire de la journée du 08 janvier 2014 (figure IV.1) est exprimée comme suit :

$$q = 2.43861\times10^{-15}t^4 - 1.77798\times10^{-10}t^3 + 2.04171*10^{-6}t^2 + 0.04311\,t + 4.47983 \qquad \text{(IV-1)}$$

Où $t = 0\ s$: Correspond au temps = 07h50

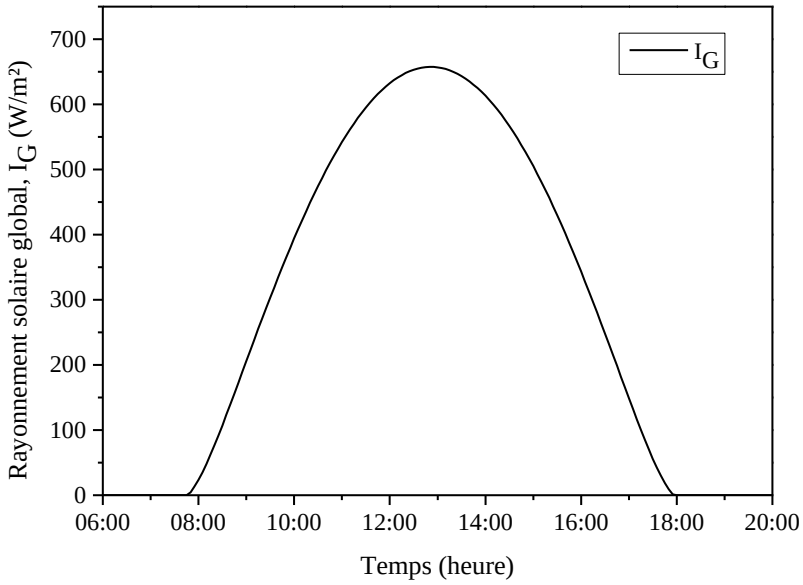


Figure IV.1 : Variation du rayonnement solaire incident sur un plan horizontal.

Différents modes de régulation sont combinés pour maintenir le profil de température souhaité dans le canal du séchoir longitudinal (au niveau Y=0, et le long du canal) en fonction de la variation de l'intensité du rayonnement solaire incident sur la plaque absorbante.

- Élévation ou diminution du débit de ventilation à l'entrée du séchoir.
- Ventilation de l'air chaud.
- Injections de l'air chaud à travers les trous localisés au niveau de l'absorbeur.
- Injection de l'air frais a travers les mêmes points.
- Variation du débit des injections.

En analysant l'effet du rayonnement solaire sur la température de séchage, pour deux valeurs extrêmes de débit de ventilation admissible (Re_{min}=25 et Re_{max}=85), on a subdivisé le temps d'ensoleillement en intervalles et adopté un scénario de régulation approprié pour chacun d'entre eux, en fonction du comportement du champ thermique. Les détails de chaque intervalle spécifié sont expliqués ci-dessous. Il convient de noter que toutes les courbes continues représentent les évolutions de température avec régulation, tandis que les courbes discontinues représentent les évolutions de température sans régulation.

1. Début d'ensoleillement (7h50') jusqu'à 9h50' (4.48 W/m²≤ q ≤ 361 W/m²).

Cette période de temps est caractérisée par une faible intensité de rayonnement solaire insuffisante pour favoriser un processus de séchage rapide. Pour y remédier, une intervention s'impose au niveau de la vitesse de ventilation. De ce fait, Plusieurs tests ont été effectués afin

d'obtenir la marge idéale de ventilation de l'air à l'entrée du capteur avec une température Te = 298 K et par conséquent les limitations suivantes ont été prises :

- Lorsque le nombre de Reynolds est inférieur à 25, le flux d'air est plutôt lent, ce qui rend la conduction thermique plus importante. Cela entraîne des températures plus élevées, dépassant même les valeurs souhaitées.
- Si le nombre de Reynolds dépasse 85, l'air doit être évacué rapidement par convection afin d'empêcher l'accumulation de chaleur à la plaque de dessous du canal (Y=0).

Afin de remédier à ces situations, une régulation a été mise en place pour augmenter progressivement la vitesse de ventilation de Re=25 à 85. Cette stratégie a permis d'obtenir un profil de température optimal pour le séchage, et le maintenir jusqu'à 9h20'. Les figures IV.2-a et IV.2-b montrent l'évolution du champ thermique avec et sans régulation à deux moments différents.

Pendant la période de 9h20' à 9h50', le nombre de Reynolds est fixé à 85, ce qui induit une variation minimale dans le champ thermique. Cela est clairement démontré par la figure IV.2-c.

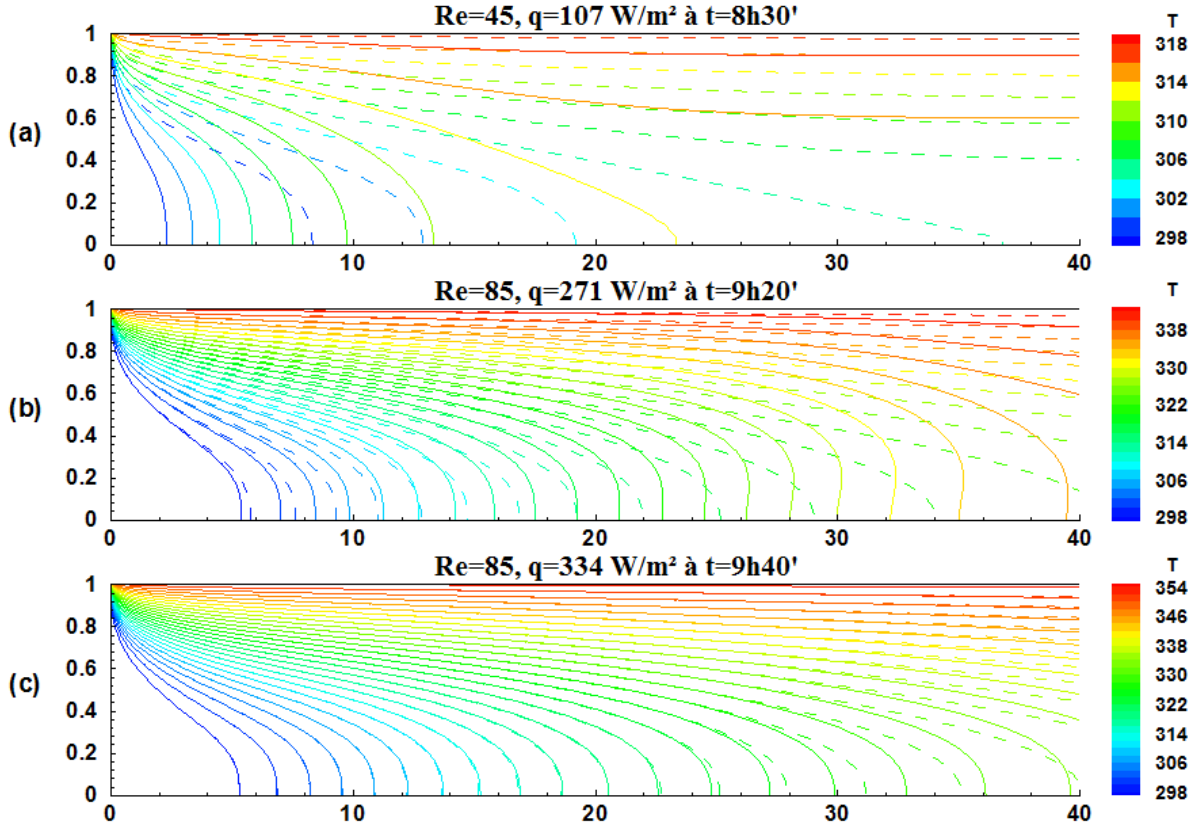


Figure IV.2 : Champ de Température dans le capteur à air pour différents instants (les isothermes dans le canal avec et sans régulation)

Les profils de température du fluide à la sortie du canal, avec et sans régulation, sont présentés en deux instants sur les figures IV.3-a et IV.3-b. La régulation thermique par variation du débit de l'écoulement principal nous a permis d'avoir un avantage d'écart de température de 8 °K à 8h30 par rapport au cas à débit constant (Re=85). Ce qui atteste de l'efficacité de la régulation en termes de gain du temps de séchage.

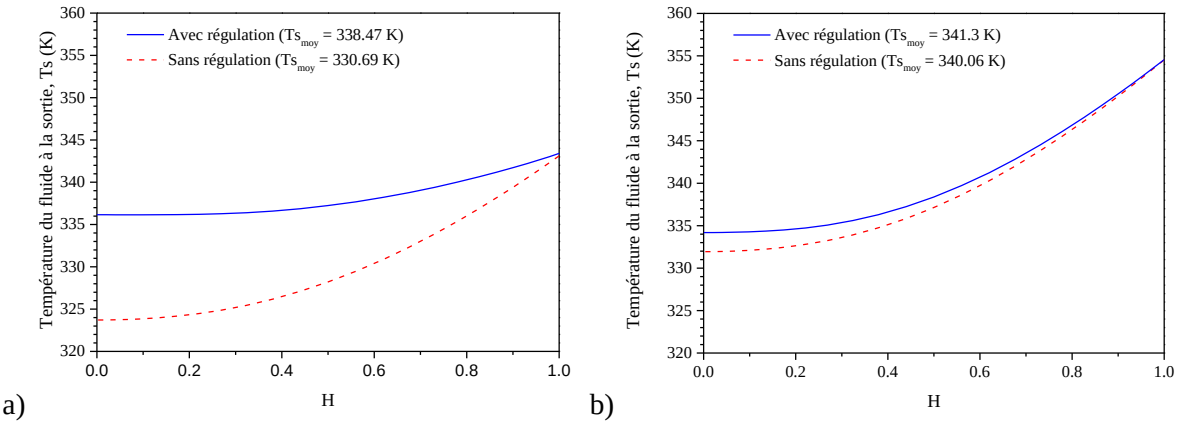


Figure IV.3 : Variation de la température du fluide à la sortie du canal. a) pour Re=45 et t=8h30', b) pour Re=85 et t=9h40'

La figure IV.4-a montre clairement l'effet de la régulation sur le profil longitudinal (Y=0) de la température du fluide. On remarque que, grâce à celle-ci, on atteint les valeurs souhaitées dans un intervalle de temps plus court. Il est a noté qu'en variant le nombre de Reynolds, on atteint 336 K à 8h30' alors que cette valeur n'est obtenue qu'à 9h40' sans régulation et avec Re= 85 (Figure IV.4-b). Un écart de température remarquable de plus de 12°C est retenu entre les deux cas.

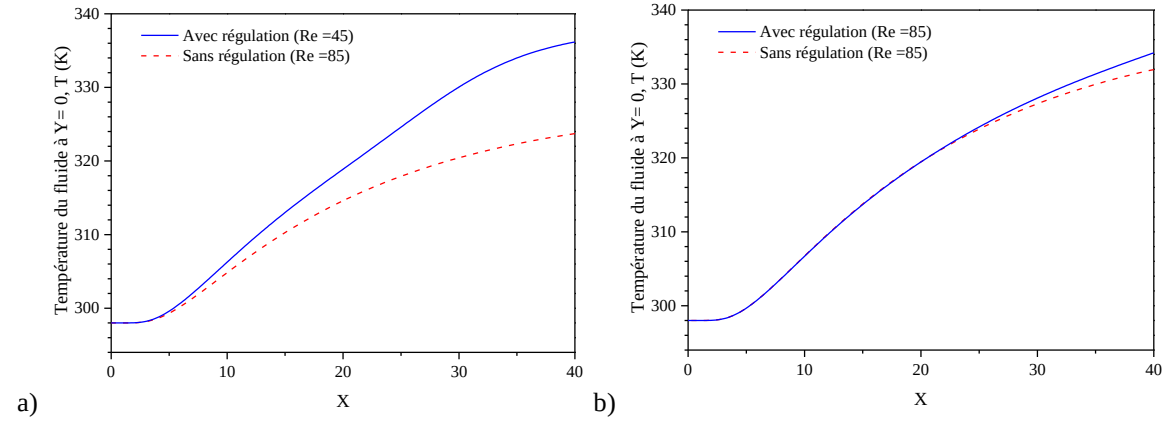


Figure IV.4 : Variation de la température du fluide à une position Y = 0. a) pour Re=45 et t=8h30', b) pour Re=85 et t=9h40'

2. De 09h50 jusqu'à 12h10 (361 W/m²≤ q ≤ 643.3 W/m²).

Au fil du temps, le rayonnement incident sur la paroi supérieure du capteur solaire augmente, entraînant une augmentation considérable de la température de l'air à l'intérieur du canal. Cette situation peut avoir des effets négatifs sur le produit qui doit être séché.

La Figure IV.5 illustre cette situation en montrant l'évolution du champ thermique à différents moments. Pour garantir un profil de température dans une plage de valeurs limitées, il est nécessaire de réduire cette élévation en injectant de l'air frais à une température de 298 K.

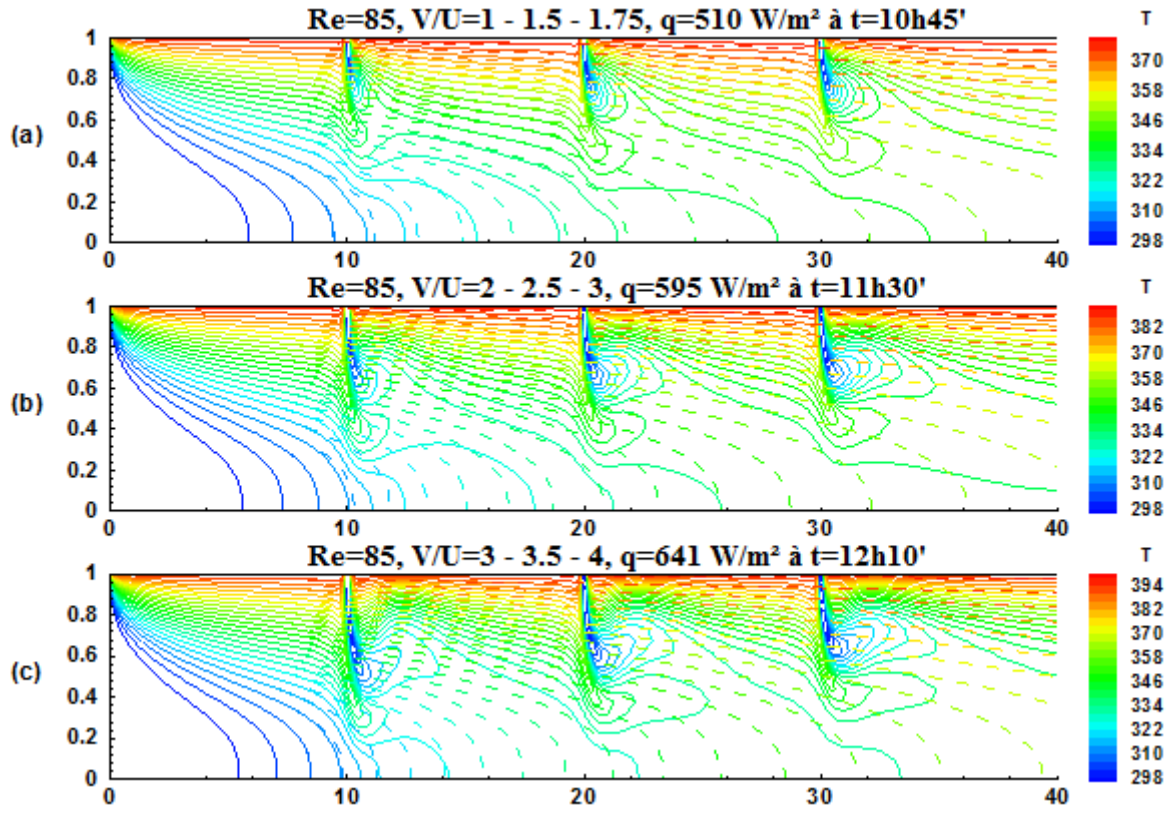


Figure IV.5 : Profil des températures dans le capteur à air (les isothermes dans le canal avec et sans régulation)

Pour maintenir la température dans un intervalle favorable au séchage, on a déterminé, après plusieurs simulations, le nombre de points d'injection nécessaires ainsi que les valeurs de la vitesse associées qui assurent cette tâche. Le scenario retenu est le suivant (Tableau IV.2)

Tableau IV.2 : Vitesse de l'air aux différents points d'injection, période (9h55 à 12h10)

		v/ Ū		
	Période	Inj 1	Inj 2	Inj 3
(a)	9h55' à 10h45'	1	1.5	1.75
(b)	10h45' à 11h30'	2	2.5	3
(c)	11h30' à 12h10'	3	3.5	4

Sans l'introduction de l'air frais, il est clair que la température moyenne à la sortie du canal atteint des valeurs très élevées, avec un seuil de 378 K (courbe discontinue) et un écart de température de 26 K par rapport au cas de régulation, comme la montre la Figure IV.6. Ces températures peuvent facilement détruire la qualité des produits à sécher.

La Figure IV.7 montre nettement l'effet de cette régulation à travers l'écart de température dans le canal qui est de 22 K. A l'entrée, les courbes représentatives des deux évolutions de température, régulée et non régulée, sont confondues. L'injection de l'air permet donc de maintenir le gradient de température presque constant.

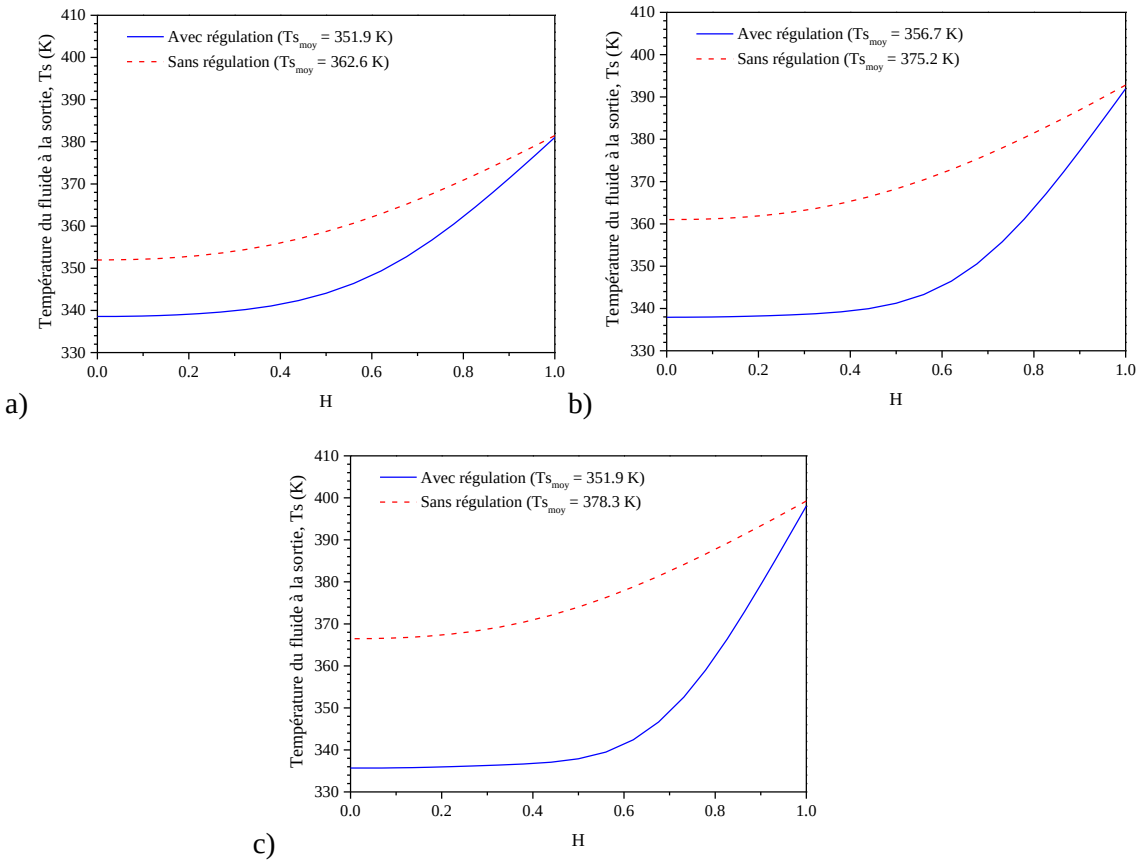


Figure IV.6 : Variation de la température du fluide à la sortie du canal avec Re = 85.
(a) à t=10h45' (b) à t=11h30' (c) à t=12h10'

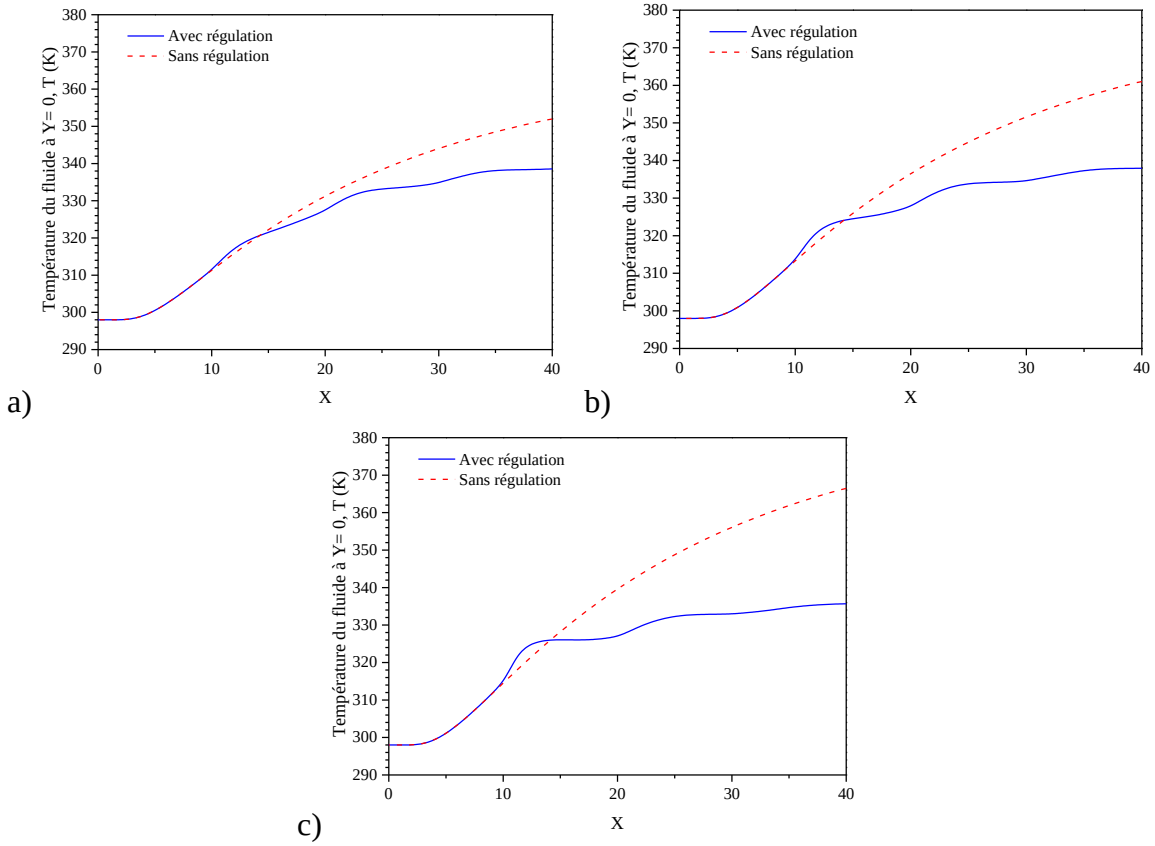


Figure IV.7 : Variation de la température du fluide à Y=0 avec Re = 85.
(a) à t=10h45' (b) à t=11h30' (c) à t=12h10'

3. De 12h10' jusqu'à 16h30' (643.3 W/m² ≥ q ≥ 274.8W/m²).

Le même travail a été réalisé pour cette période de temps, qui est caractérisée par une diminution du rayonnement solaire incident sur la plaque absorbante. L'effet de l'injection d'air frais est remarquable sur l'évolution du champ thermique, comme la montre la Figure IV.8. Dans ce cas de figure, les vitesses d'injection diminuent progressivement au fil du temps. La régulation obtenue est donnée par le tableau IV.3. Ces vitesses sont importantes durant la période chaude de la journée (l'importance du rayonnement solaire) et sont faibles au début et à la fin de la journée (rayonnement solaire faible).

En absence d'injection de l'air frais, la température moyenne de l'air à la sortie du capteur s'est abaissée de 383 K à 344 K en espace de 3 heures (Figure IV.9). Tandis que, l'effet de l'injection de l'air frais nous a permis de maintenir la température moyenne à la sortie du canal dans l'intervalle de 353 k à 339 k.

Les résultats de la régulation illustrés dans les différentes courbes de la Figure IV.10 montrent le maintien d'un profil de température dans le canal dans un intervalle compris entre

298 K et 338 K. Par contre, pour l'écoulement sans régulation, la température dans le canal atteint les 373 K. Les profils de température issus d'un écoulement non régulé tendent vers le profil désiré avec la diminution du rayonnement solaire (Figure IV.10-d). A cet instant, l'injection de l'air frais doit cesser pour maintenir les températures dans l'intervalle souhaité.

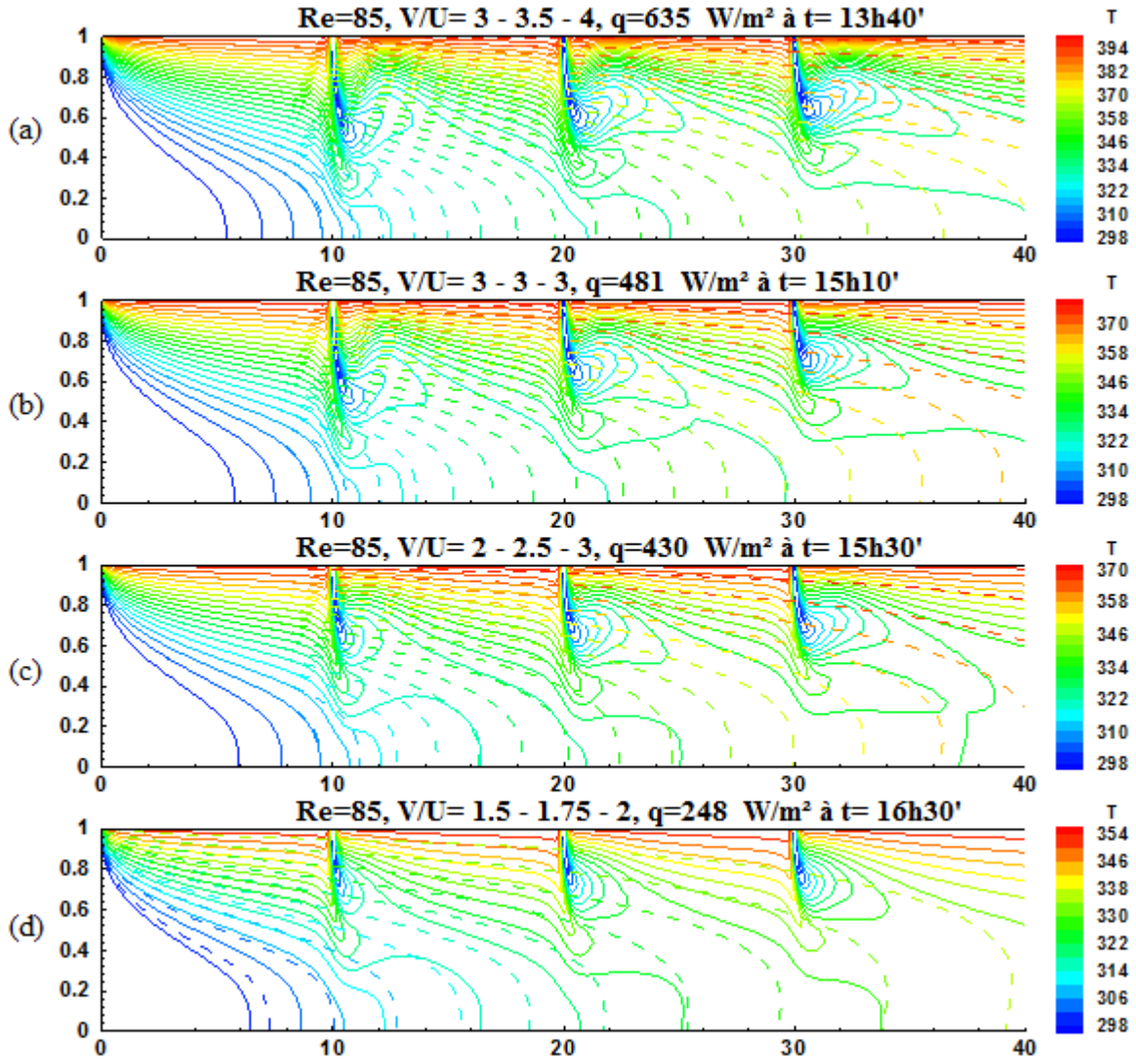


Figure IV.8 : Profil des températures dans le capteur à air (les isothermes dans le canal avec et sans régulation)

Tableau IV.3 : Vitesse de l'air aux différents points d'injection, période (12h10 à 16h35)

		v/Ū		
	Période	Inj 1	Inj 2	Inj 3
(a)	12h10' à 13h40'	3	3.5	4
(b)	13h40' à 15h10'	3	3	3
(c)	15h10' à 15h40'	2	2.5	3
(d)	15h40' à 16h30'	1.5	1.75	2

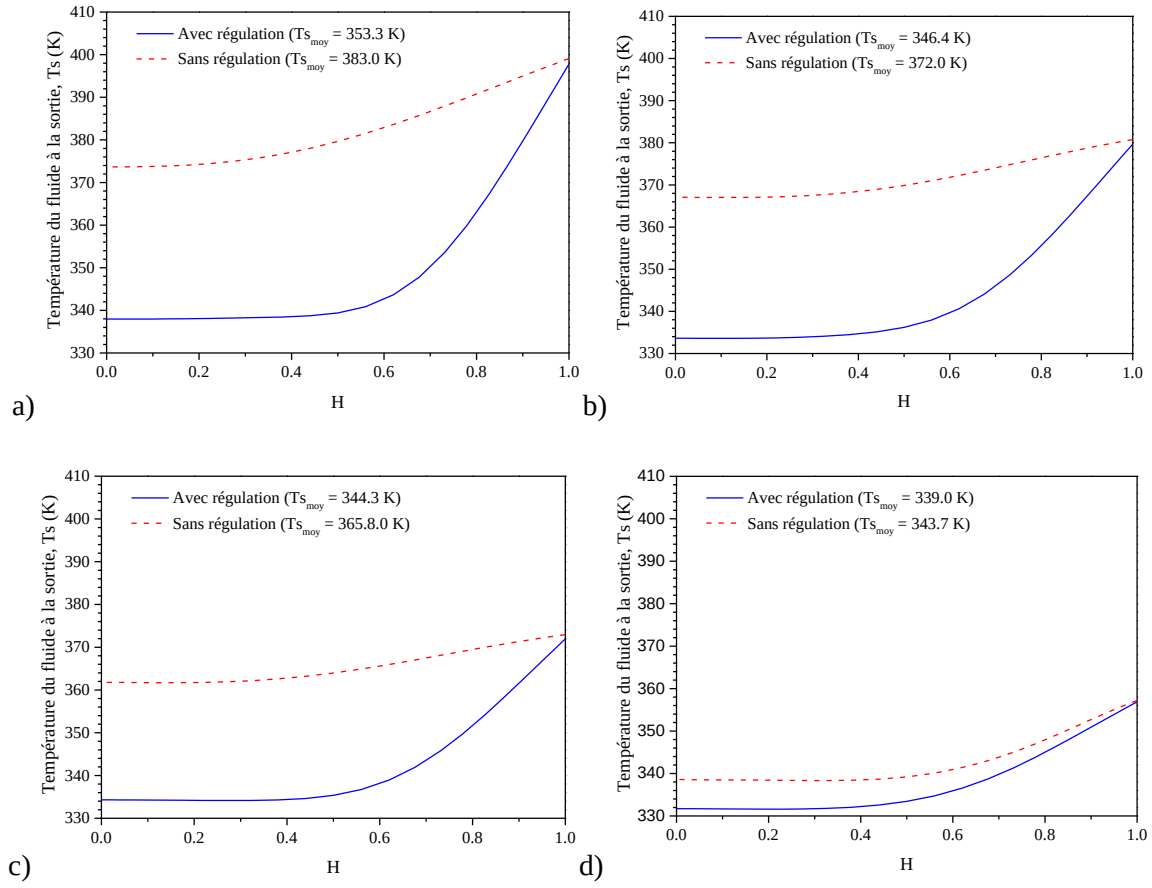
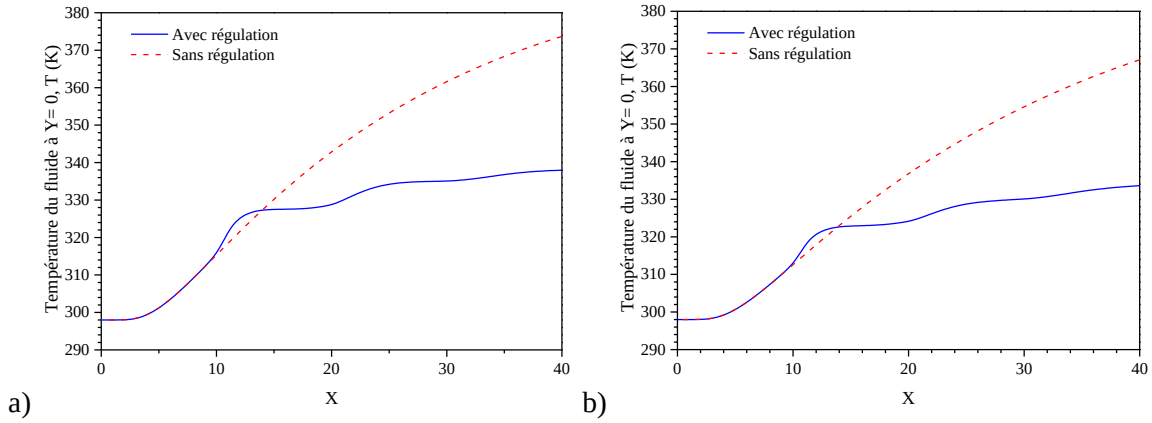


Figure IV.9 : Variation de la température du fluide à la sortie du canal avec Re = 85 ;
(a) à t=13h40’ (b) à t=15h10’
(c) à t=15h30’ (d) à t=16h30’



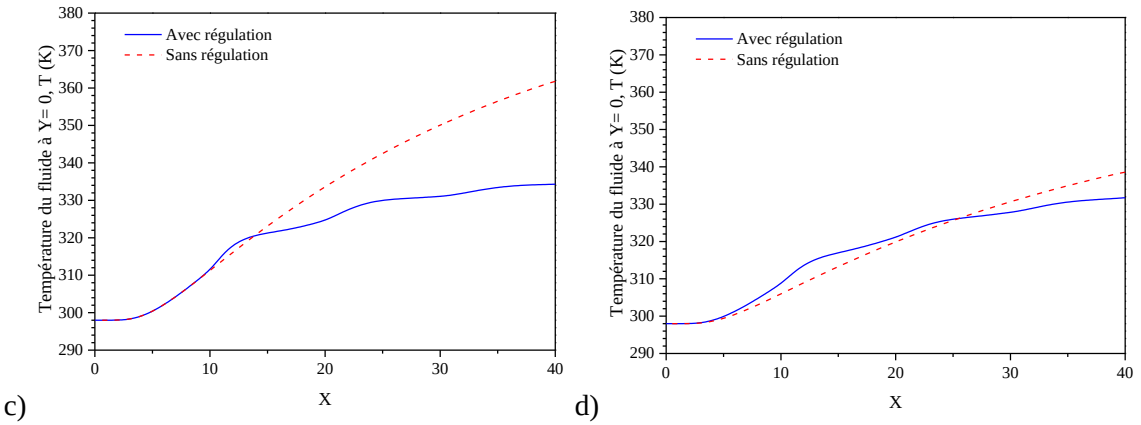


Figure IV.10 : Variation de la température du fluide à Y=0 avec Re = 85 ;
(a) à t=13h40' (b) à t=15h10'
(c) à t=15h30' (d) à t=16h30'

4. De 16h30' jusqu'au début de la deuxième journée ou la fin du processus.

Le rayonnement solaire commence à diminuer après 16h30, ce qui rend impératif de prendre des mesures pour arrêter l'injection d'air frais et réduire le taux de ventilation de 85 à 25. Cette action a permis de maintenir le profil de température dans la fourchette désirée pendant une durée de 20 minutes (Figure IV.11-a, Figure IV.12 et Figure IV.13).

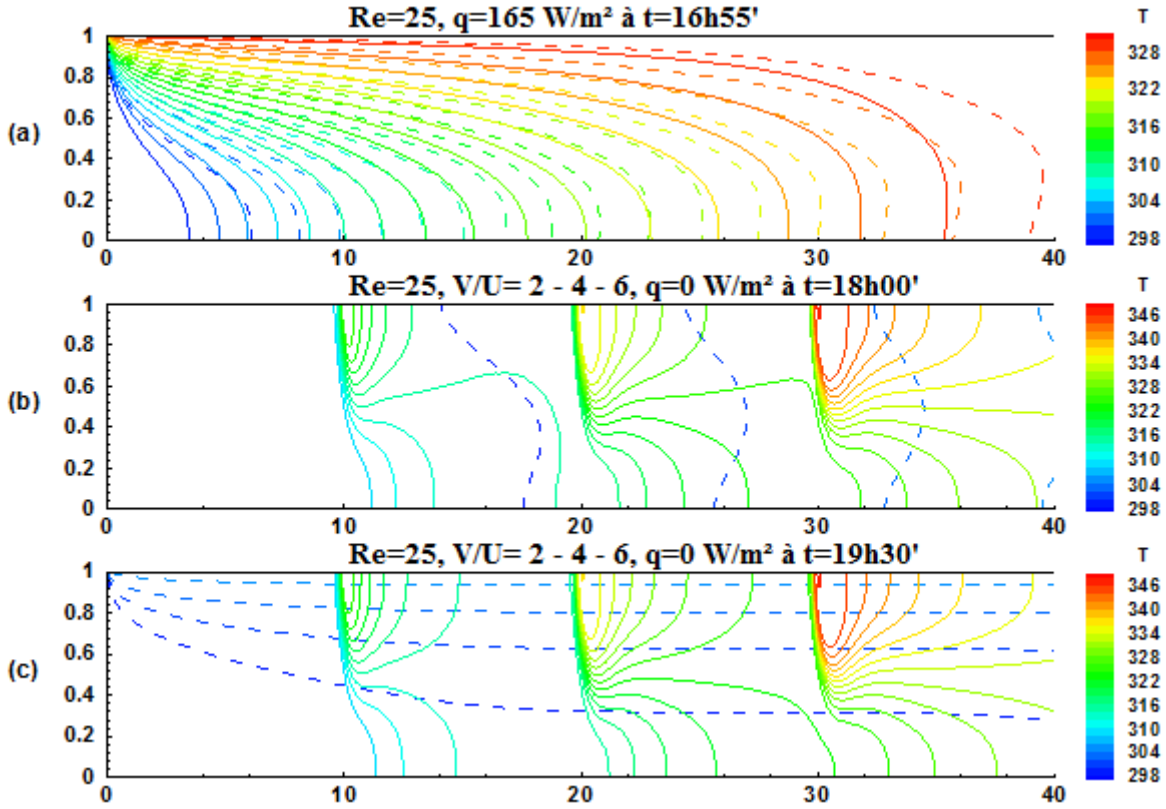


Figure IV.11 : Profil des Températures dans le capteur à air (les isothermes dans le canal avec et sans régulation)

Le profil de température de l'air à la sortie du canal est représenté sur la figure IV.12. On note que l'effet de la régulation, par la réduction linéaire de la vitesse de l'écoulement principal, nous a permis d'amortir le maximum la chute de température à la sortie du canal.

La Figure IV.13 montre que, sans régulation avec Re = 85, les températures diminuent considérablement et le profil obtenu est au-dessous de la gamme souhaitée. Ce constat confirme l'intérêt de la régulation introduite et qui nous a permis d'avoir un gain de température de 6 K à X= 15.

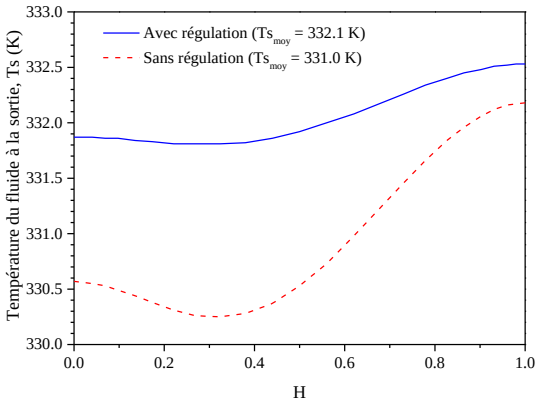


Figure IV.12 : Variation de la température du fluide à la sortie du capteur avec Re = 25 ; à t=16h55'

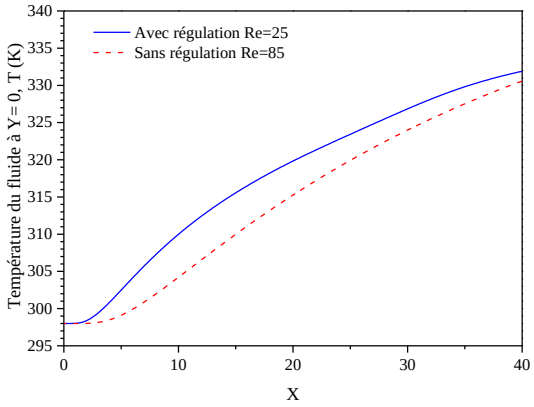


Figure IV.13 : Variation de la température du fluide à Y=0; à t=16h55'

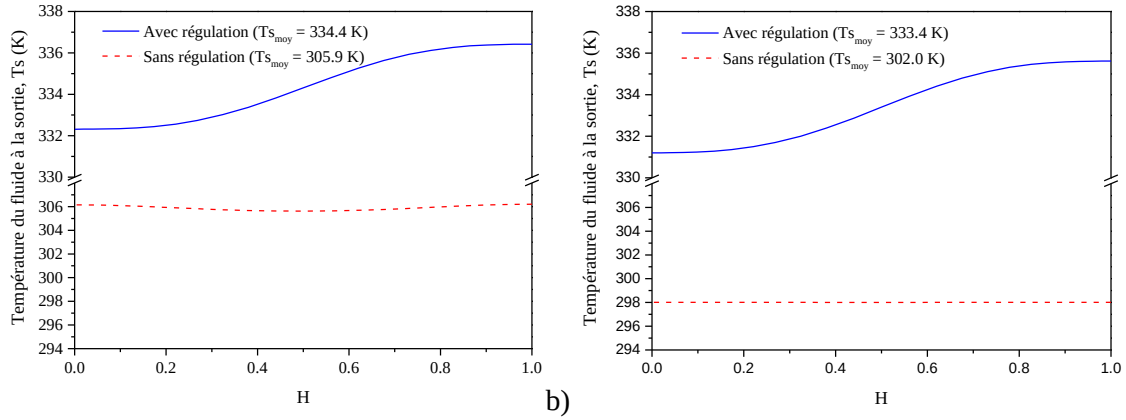
Au-delà de 17h00, le rayonnement solaire est quasi-absent, ce qui provoque l'arrêt du processus du séchage à moins d'injecter de l'air chaud. Afin de maintenir le processus de séchage pendant la nuit, deux approches ont été utilisées. Premièrement, l'air destiné à la ventilation a été chauffé à 308 K à l'entrée du capteur. Deuxièmement, de l'air chaud a été injecté à des températures et à des emplacements différents, tels que spécifiés dans le Tableau IV.4. Cette approche a permis de rétablir les profils de séchage optimaux, comme indiqué dans la Figure IV.11-b et c. L'énergie calorifique évacuée du séchoir pendant la période ensoleillée peut être utilisée dans cette manipulation en annexant au séchoir solaire un système de stockage thermique.

La vitesse et la température de l'air introduit au niveau de chaque point d'injection sont données par le tableau IV.4.

Tableau IV.4 : Vitesse et température de l'air aux différents points d'injection (Au-delà de 17h00)

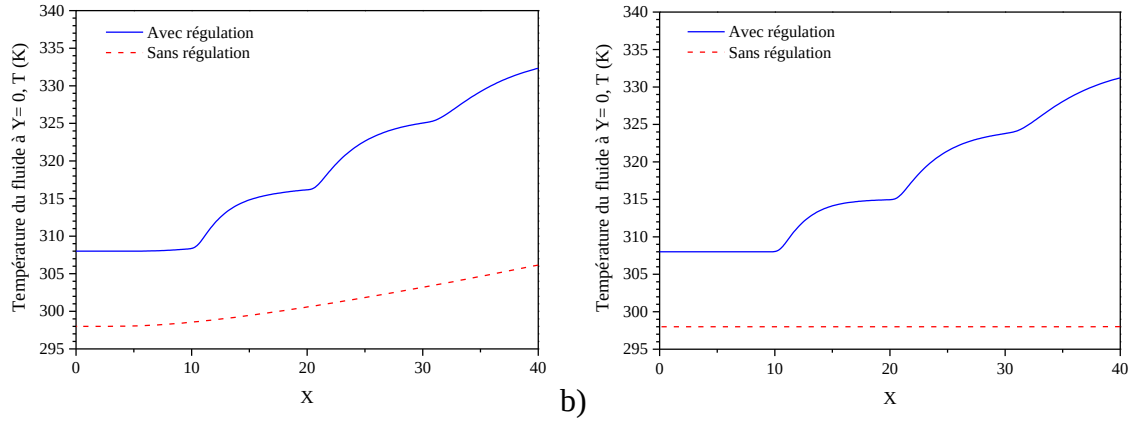
	Température	v/ Ū
Inj 1	328	2
Inj 2	338	4
Inj 3	348	6

Avec ces injections et une ventilation par air chaud à l'entrée du capteur, on assure le maintien du gradient de température le long de la période nocturne. Ceci est illustré par les figures IV.14 et IV.15 qui montre également une très faible évolution de la température occasionnée par l'inertie thermique de la plaque absorbante du séchoir et qui ne tardera pas à disparaître. Le processus de la régulation durant la période nocturne nous a permis d'avoir une température moyenne de l'air à la sortie du capteur constante et égale à 334.4 K (Figure IV.14).



a) b)

Figure IV.14 : Evolution des températures du fluide à la sortie du canal en injectant de l'air chaud (a) à t=18h ; (b) à t=19h30'



a) b)

Figure IV.15 : Evolution des températures du fluide à Y=0 en injectant de l'air chaud (a) à t=18h ; (b) à t=19h30'

Les courbes de la Figure IV.16 montrent, d'une manière globale, le champ de la variation des profils de températures le long du capteur à air pour toute la période du séchage, en bleu pour un écoulement régulé et en rouge pour un écoulement sans régulation. Il est parfaitement clair que les techniques de régulation adoptées ont permis de maintenir le profil de température dans une bande dont les valeurs sont admissibles.

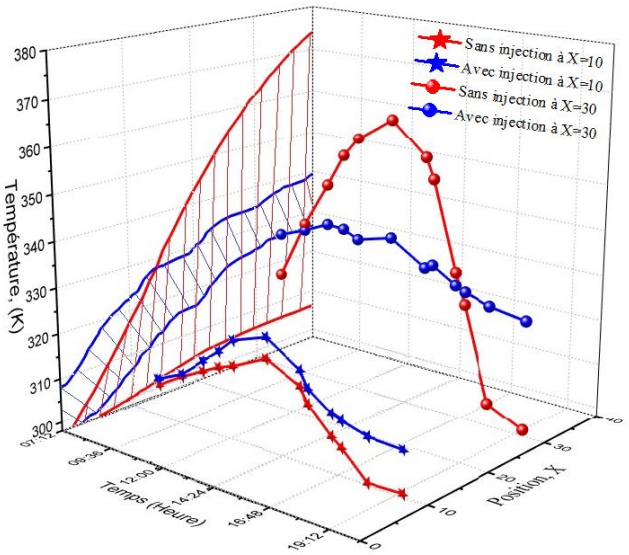


Figure IV.16 : Evolution des températures du fluide le long du capteur à air en fonction du temps

L'évolution temporelle de la température du fluide, à la sortie du canal et au niveau des positions longitudinales (X=10, 20, 30, 40), avec et sans régulation, est donnée par les Figures IV.17 et IV.18, respectivement.

Il est a noté que, contrairement à un écoulement sans régulation où les températures évoluent dans un intervalle très important, la régulation occasionne la fluctuation de la température autour d'une valeur moyenne distincte pour chaque point. Ces fluctuations engendrées par la variation brusque des modes de régulation attestent du maintien de l'évolution du profil de température à la sortie et aux positions longitudinales autour d'un profil type qui représente le cas idéal à notre processus.

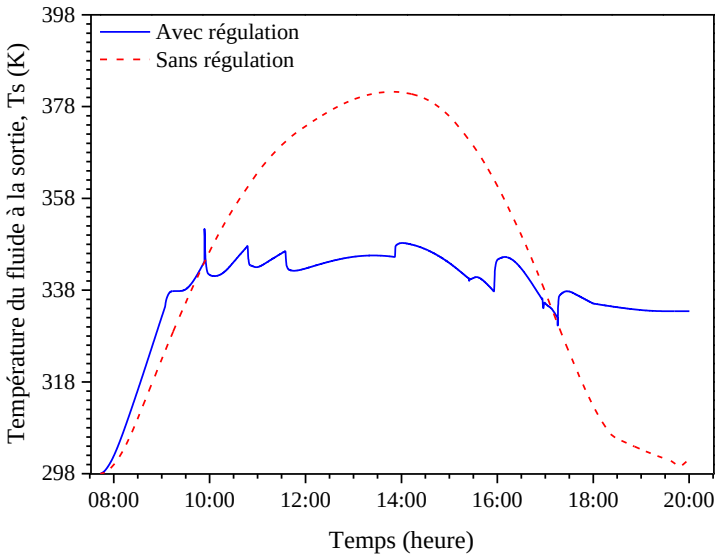


Figure IV.17 : Evolution de la **t**empérature du fluide à la sortie du canal en fonction du temps.

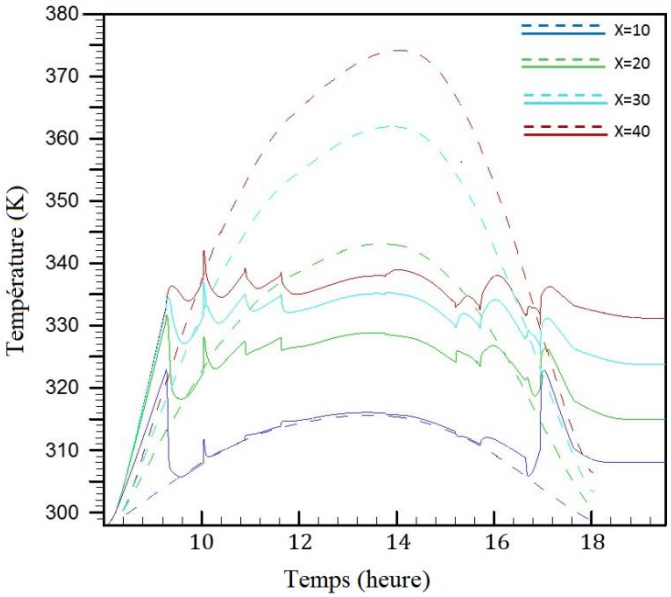


Figure IV.18 : Evolution de la **t**empérature en fonction du temps pour les positions :

X=10, 20, 30 et 40

V.3. Application B : Optimisation des paramètres géométriques et physiques d'un capteur solaire à air en régime turbulent

V.3.1 introduction

Dans cette partie d'étude, on a basé sur l'optimisation numérique des paramètres géométriques et physiques pour améliorer les performances d'un capteur solaire horizontal en intégrant des nervures. Pour atteindre cet objectif, on a analysé l'écoulement et le transfert de chaleur en convection forcée turbulent dans le canal du capteur solaire. Pour cela, on a traité plusieurs effets tels que :

- L'effet de la longueur de l'absorbeur (L)
- L'effet de la hauteur du canal (H)
- L'effet de la température de l'absorbeur (Tabs)
- L'effet du nombre de Reynolds modifier (Re_w)
- L'effet de l'intégration des nervures
- L'effet de la forme des nervures

V.3.2 Validation du notre modèle numérique

Avant de présenter et discuter les résultats obtenus, quelques simulations ont été faites. Pour établir la crédibilité de notre travail, nous avons comparé les résultats de notre modèle de calcul utilisé dans les simulations numériques avec les données expérimentales présentées dans la littérature. Cette étape nous a permis de valider notre modèle de calcul. Les résultats obtenus sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de frottement dans le canal du capteur solaire sont validés en vérifiant les valeurs du nombre de Nusselt moyen (Nu) et du coefficient de frottement (fr). Les résultats prédits à l'aide des deux modèles de fermeture turbulente, k-ε RNG et k-ε standard, ont été comparés aux corrélations empiriques de Dittus-Boelter [117] équation (IV-2) et Blasius [118] équation (IV-3) pour un canal à profil lisse.

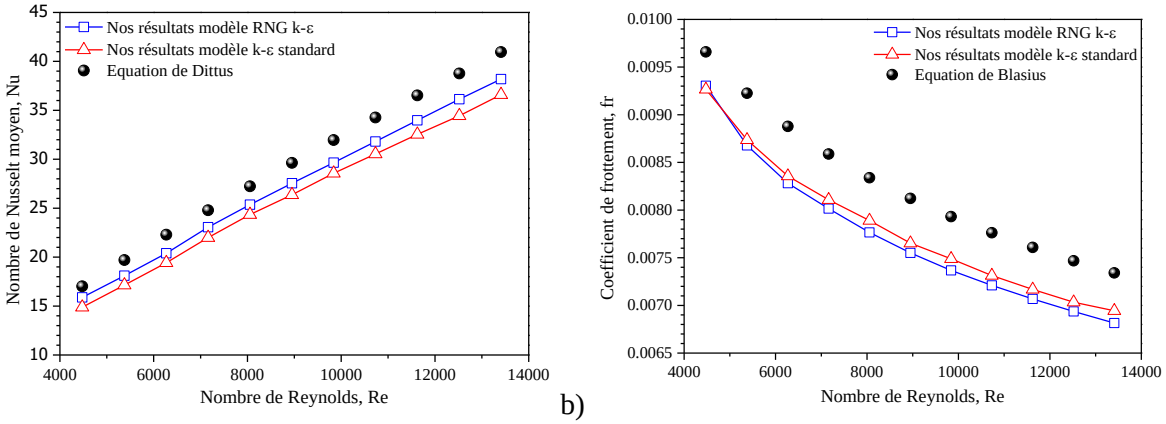
$$Nu_0 = 0.023\, Re^{0.8} Pr^{0.4} \qquad \text{(IV-2)}$$

$$\mathrm{fr}_0 = 0.0791\, Re^{-0.25} \qquad \text{(IV-3)}$$

Le coefficient de frottement dans un canal lisse (fr_0) dépend de la contrainte de cisaillement du fluide avec la paroi solide, défini par la relation de Blasius (eq. IV-3). Alors que, le coefficient de frottement dans des conduites rugueuses (fr) peut être formulé par la relation entre la pression d'entrée et de sortie (ΔP), ce facteur est donné par la relation suivante [40] :

$$\mathrm{fr} = (\Delta P\, D)/(2\rho\, \mathrm{u}_e^2\, L) \qquad \text{(IV-4)}$$

Le pourcentage d'écart du nombre de Nusselt atteint les 13.02 % pour le model k-ε standard mais il ne dépasse pas 6.63 % pour le model k-ε RNG (Figure IV.19-a) et le coefficient de frottement est de 5.86 % pour le model k-ε standard et de 7.19 % pour le model k-ε RNG (Figure IV.19-b) respectivement par rapport aux valeurs prédites par les équations (IV-2) et (IV-3). Par conséquent, il est recommandé d'utiliser exclusivement le modèle k-ε RNG dans la suite de la simulation.



a) b)

Figure IV.19: Validation du notre modèle numérique

V.3.3 Effet de maillage

Cette partie d'étude vise à assurer l'indépendance de la solution numérique par rapport à la densité du maillage et de minimiser le temps de calcul. Pour cela, sept grilles de tailles différentes ont été utilisées afin d'assurer que nos résultats numériques sont indépendants de la grille. Dans ce sens, pour résoudre la sous-couche laminaire, une taille de maille très fine au voisinage des parois a été choisie de telle sorte que $Y+ \leq 5$.

La figure IV.20 montre la variation du nombre de Nusselt moyen et du coefficient de frottement en fonction du nombre des éléments. Il est constaté que plus la densité du maillage est élevée, plus la précision des résultats numériques est élevée. Afin d'optimiser la précision et le temps de calcul, le maillage quadrilatère non-uniforme de 6250 éléments avec une taille de la première cellule près de la paroi de 0,9 mm est utilisé (voir Tableau IV.4).

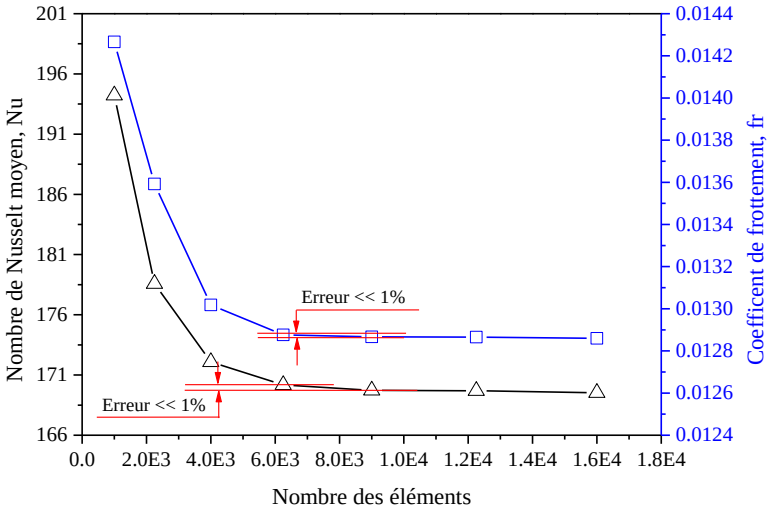


Figure IV.20 : Evolution du nombre de Nusselt moyen de l'absorbeur en fonction des différents maillages.

Tableau IV.5 : test de l'indépendance du maillage.

Taille des éléments (mm)	Nombre des éléments	Nombre de Nusselt moyen	Erreur relative absolue (%)	Coefficient de frottement	Erreur relative (%)
3.85786	1000	194.22816	-	0.014266301	-
1.35724	2250	178.57870	8.05726	0.013592237	4.72487
1.15746	4000	172.08353	3.63715	0.013018169	4.2235
0.898717	6250	170.17791	1.10738	0.012876184	1.09067
0.618544	9000	169.72181	0.26801	0.012866749	0.07327
0.433035	12250	169.69039	0.01851	0.01286524	0.01173
0.308845	16000	169.53160	0.09358	0.012864925	0.00245

V.3.4 Effet de la longueur de l'absorbeur (L)

L'évolution du champ thermique est représentée par les contours des isothermes illustrées dans la figure IV.21. Les résultats montrent que l'augmentation de la longueur de l'absorbeur entraine une augmentation de la couche limite thermique et les isothermes occupent, de plus en plus, une grande partie du canal. Cela est justifié par l'augmentation de la surface d'échange thermique (surface de l'absorbeur).

L'évolution des contours de la fonction de courant en fonction de la longueur de l'absorbeur est présentée sur la figure IV.22. Les résultats montrent que la structure de la fonction de courant est uniforme et ne présente aucune zone de recirculation. Par ailleurs, on remarque que l'augmentation de la longueur de l'absorbeur n'affecte pas la fonction de courent, cela est justifié par l'effet de la domination de la convection forcée sur l'écoulement.

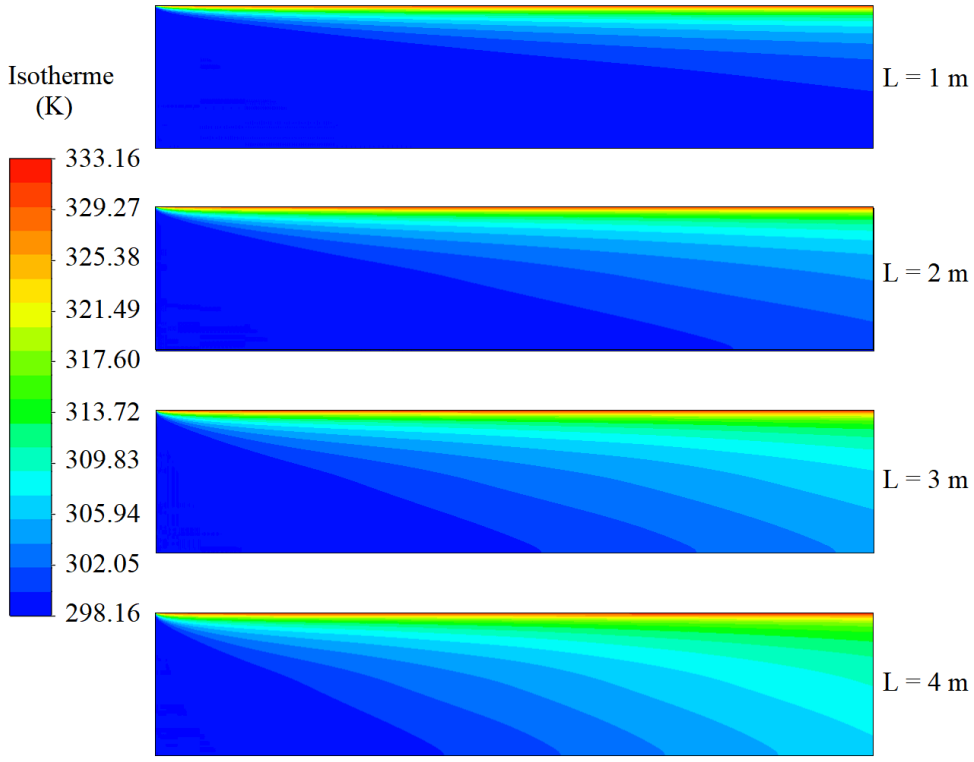


Figure IV.21 : Contours des isothermes en fonction de la longueur de l'absorbeur, (ΔT= 35 K, H = 5 cm et Re_w= 75600)

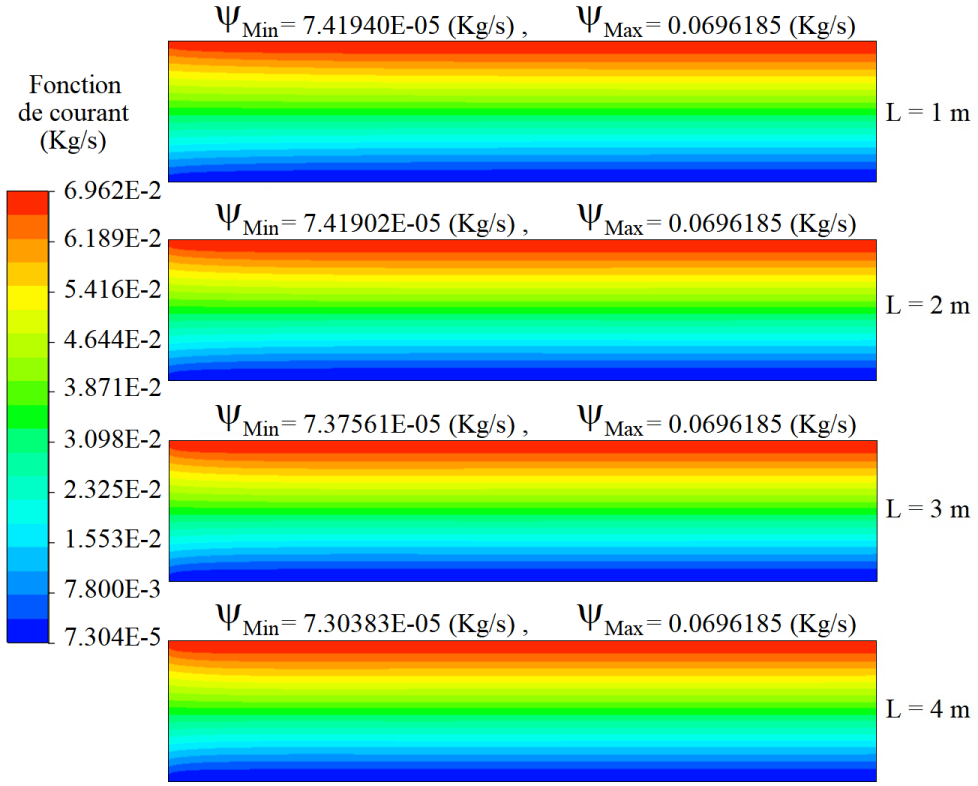


Figure IV.22 : Contours de la fonction de courant en fonction de la longueur de l'absorbeur, (ΔT= 35 K, H = 5 cm et Re_w= 75600)

L'évolution de la température moyenne de sortie du fluide en fonction de la longueur de l'absorbeur (L), pour différents écarts de température entre l'absorbeur et l'air ambiant (ΔT) est représentée sur la figure IV.23. Les résultats montrent que l'augmentation de la longueur de l'absorbeur entraine une élévation dans la température moyenne du fluide à la sortie du canal. De plus, on note que l'augmentation dans l'écart de température (ΔT) provoque une augmentation linéaire de la température du fluide à la sortie du canal.

En analysant l'effet de l'augmentation de la longueur de l'absorbeur sur le nombre de Nusselt moyen présentée sur la figure IV.24, il est bien clair que le nombre de Nusselt moyen, basé sur la largeur du canal, diminue toute en augmentant la longueur de l'absorbeur. Cela est justifié par le fait que la température du fluide caloporteur augmente avec la longueur de l'absorbeur ce qui entraine une diminution du coefficient de transfert de chaleur convectif et par conséquent une diminution du taux de transfert de chaleur.

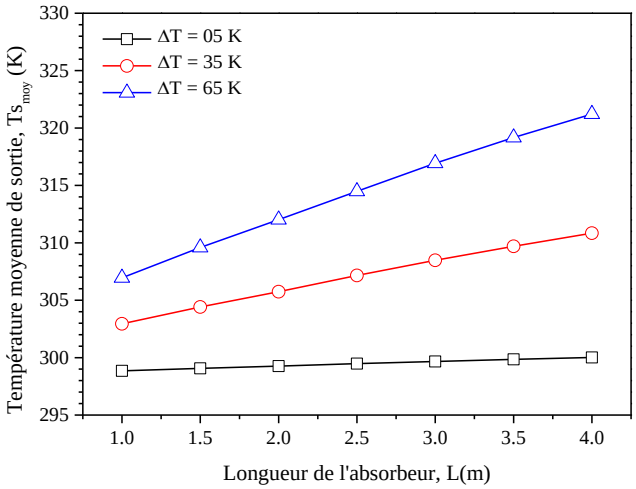


Figure IV.23 : Evolution de la température moyenne de sortie en fonction de la longueur de l'absorbeur, pour différents ΔT, (H = 5cm, Re_w= 75600)

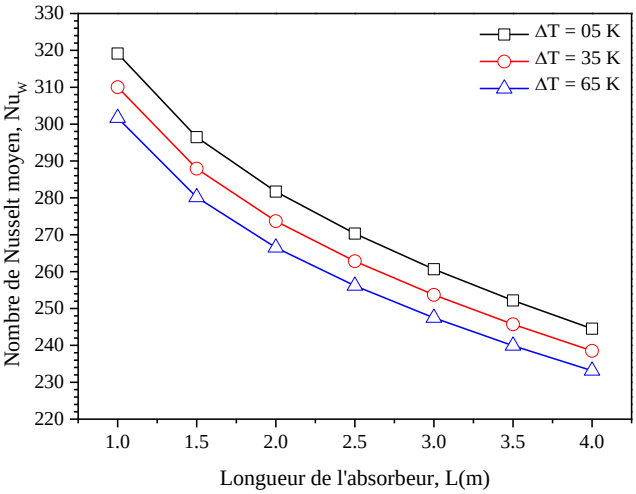


Figure IV.24 : Variation du nombre de Nusselt moyen (Nu_w) en fonction de la longueur de l'absorbeur, pour différents ΔT, (H = 5cm, Re_w= 75600)

Le rendement thermique d'un capteur solaire à air est le rapport entre la quantité d'énergie utile récupérée et l'énergie solaire reçue par sa surface de captation, est donné par :

$$\eta_{th} = (\dot{m}\ Cp(T_s - T_e))/(I\ \mathrm{A}) \qquad \text{(IV-4)}$$

La figure IV.25 représente l'évolution de l'efficacité thermique en fonction de la longueur de l'absorbeur pour différentes valeurs de ΔT. Il a été observé que pour une valeur de référence du rayonnement solaire dans les condition standard (I=1000 W/m²), l'efficacité thermique diminue avec l'augmentation de la longueur de l'absorbeur, cette diminution est due à l'effet de l'augmentation de la surface d'échange. Tandis qu'elle augmente avec l'augmentation de la température de l'absorbeur.

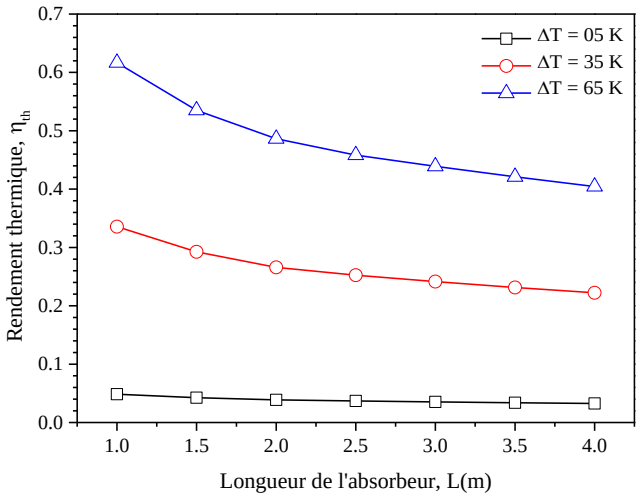


Figure IV.25 : Evolution du rendement thermique moyen en fonction de la longueur de l'absorbeur, pour différents ΔT, (H = 5cm, Re_w= 75600 et I= 1000 W/m²).

V.3.5 Effet de la hauteur du canal (H)

Dans cette partie on s'intéresse à l'étude de l'effet de la hauteur du canal H sur le comportement thermo hydrodynamique du capteur a air. Cette hauteur a une influence directe sur la section d'entrée du canal et par conséquent sur le débit de l'écoulement. Aussi, étant donné que la vitesse et la température de l'air à l'entrée du canal sont constantes, le nombre de Reynolds moyen basé sur la largeur peut être choisi constant (Re_w=75600).

La figure IV.26 montre l'évolution des contours des isothermes en fonction de la hauteur du canal. Il est clair que la couche limite thermique diminue tout en augmentant la hauteur du canal qui influe sur la température du fluide à la sortie du canal. Ceci est causé par l'augmentation du débit massique.

Les contours de la fonction de courant en fonction de la hauteur du canal sont représentés dans la figure IV.27. Les lignes de courant sont des lignes droites quasiment parallèles aux parois du canal et leur intensité augmente avec l'augmentation de la hauteur du canal.

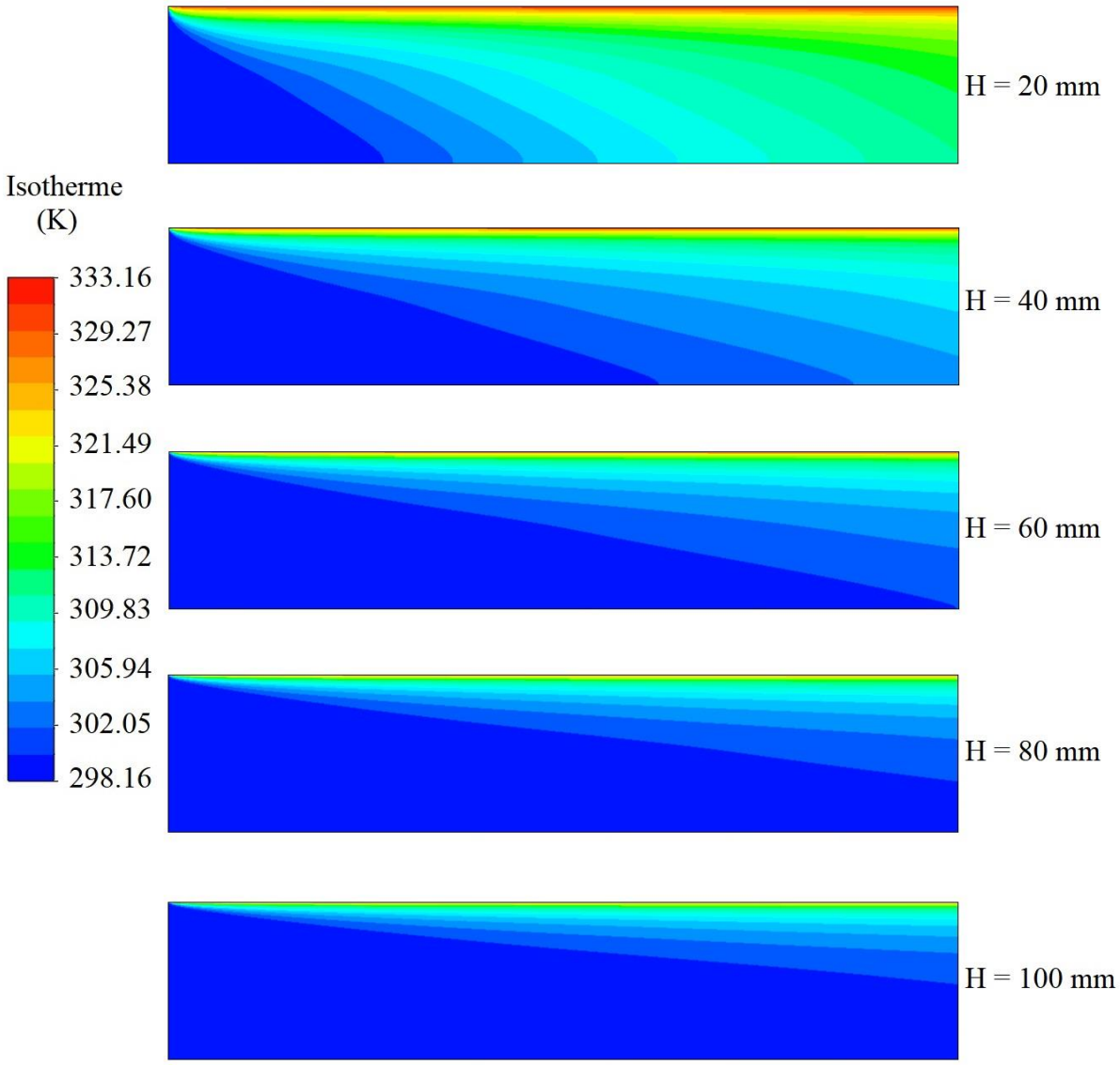


Figure IV.26 : Contours des isothermes en fonction de la hauteur du canal (20 mm ≤ H ≤ 100 mm), (ΔT= 35 K, L = 2 m et Re_w= 75600)

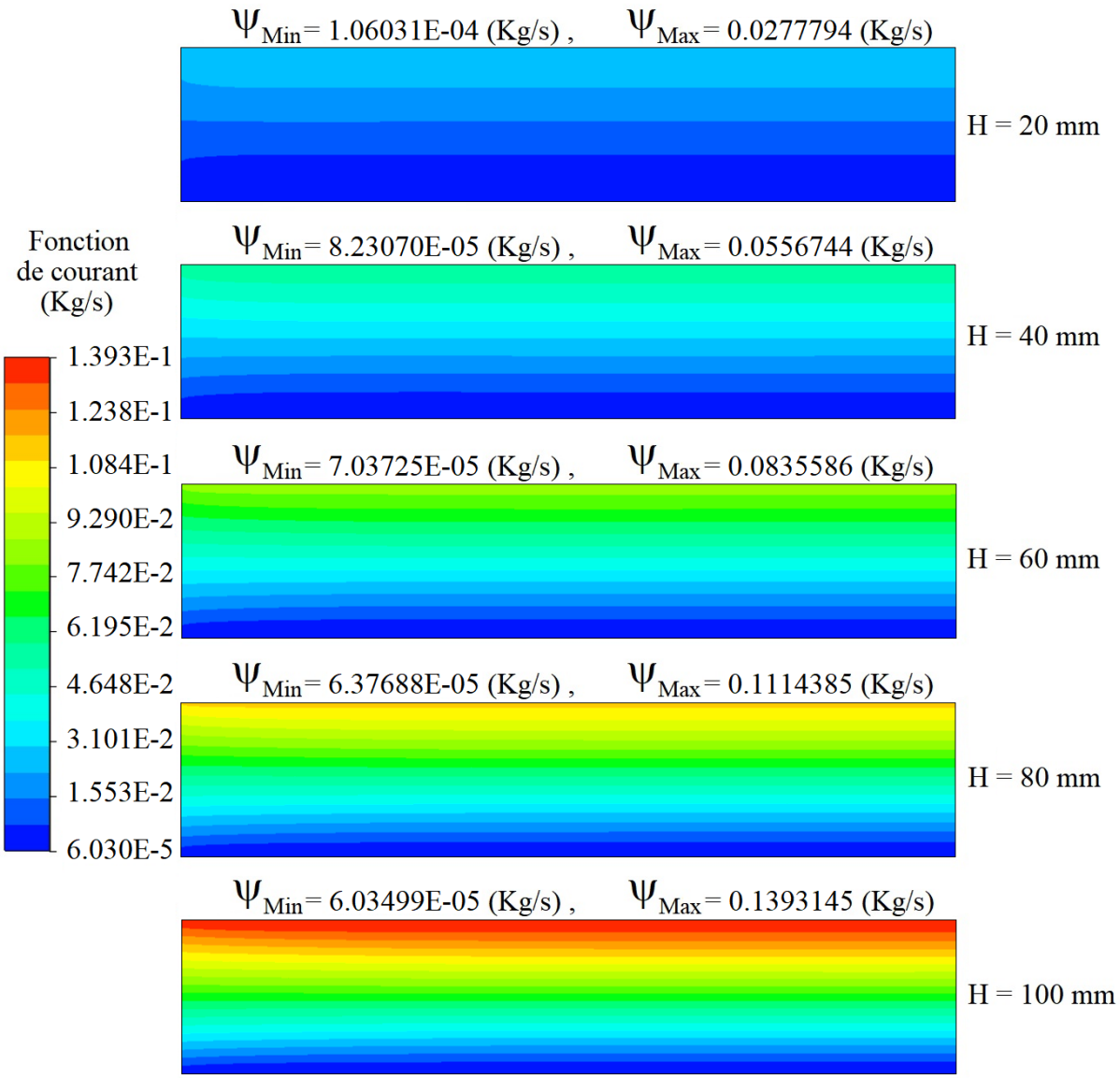


Figure IV.27 : Contours de la fonction de courant en fonction de la hauteur du canal (20 mm ≤ H ≤ 100 mm), (ΔT= 35 K, L = 2 m et Re_w= 75600)

L'influence de la hauteur du canal sur la température moyenne de sortie, pour différents écarts de température (ΔT) est représentée en figure IV.28. Il est remarquable que la température moyenne de sortie diminue tout en augmentant la hauteur du canal. Cela est dû à l'effet de l'augmentation du débit de l'écoulement.

L'influence de la hauteur du canal sur la variation du nombre de Nusselt moyen basé sur la largeur du canal (Nu_w), pour différents écarts de température (ΔT), est illustrée sur la figure IV.29. On remarque que quel que soit l'écart de température ΔT, le transfert de chaleur s'améliore d'environ 2% en augmentant la hauteur du canal de 20 mm à 30 mm où le nombre de Nusselt atteint la valeur la plus élevée. Au-delà de cette valeur de H, on constate une diminution du nombre de Nusselt moyen (Nu_w).

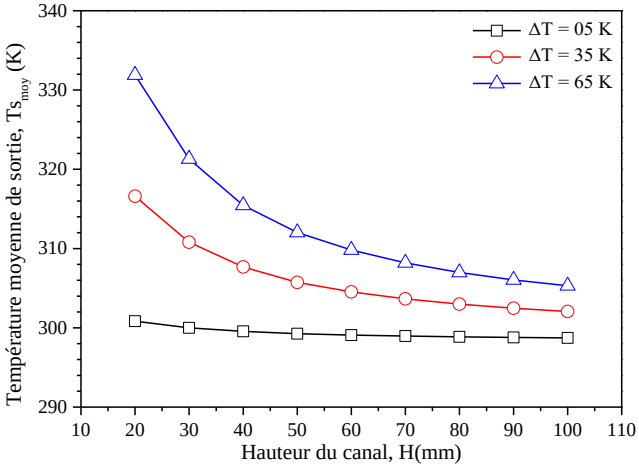


Figure IV.28 : Evolution de la température moyenne de sortie en fonction de la hauteur du canal, pour différents ΔT. (L = 2m, Re_w= 75600)

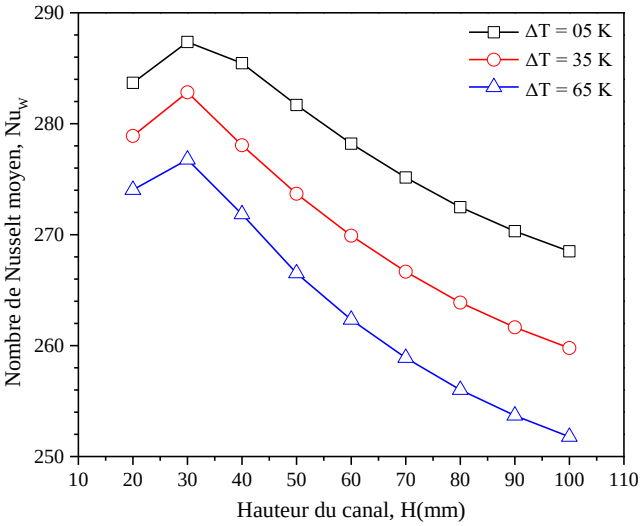


Figure IV.29 : Variation du nombre de Nusselt moyen (Nu_w) en fonction de la hauteur du canal, pour différents ΔT. (L = 2m, Re_w= 75600)

La figure IV.30 montre l'évolution du rendement thermique en fonction de la hauteur du canal, pour différentes valeurs d'écarts de température (ΔT) entre l'absorbeur et l'air ambiante. Il est remarquable que le rendement thermique, pour une valeur de référence du rayonnement solaire dans les condition standard (I=1000 W/m²), augmente d'environ 3% jusqu'à 30mm de la hauteur du canal, au-delà de cette valeur l'augmentation du rendement thermique devienne négligeable l'augmentation de la hauteur du canal. Cela est due à la grande quantité d'air à la température ambiante qui occupe une grande partie de la section de sortie du canal.

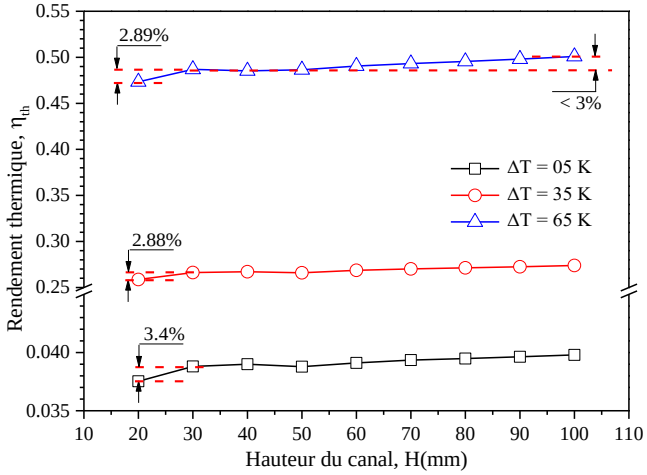


Figure IV.30 : Evolution du rendement thermique en fonction de la hauteur du canal, pour différents ΔT. (L = 2m, Re_w= 75600 et I= 1000 W/m^2)

V.3.6 Effet de la température de l'absorbeur (Tabs)

L'évolution des contours des isothermes en fonction de la variation de la température de l'absorbeur (303.13K ≤ Tabs ≤ 363.16K) est illustrée dans la figure IV.31. Il est constaté que l'élévation de la température de l'absorbeur entraine une augmentation de la couche limite thermique et les isothermes occupent, de plus en plus, une partie considérable du canal horizontal. Car, en augmentant la température de l'absorbeur, le transfert de chaleur entre les particules fluide augmente et l'air en écoulement forcé transport de la chaleur vers la sortie du canal.

La figure IV.32 montre la variation des contours de la fonction de courant en fonction de la température de l'absorbeur. Il est lisible que malgré l'augmentation de la température de l'absorbeur, la variation des contours de la fonction de courant dans le canal horizontal est faible et les lignes de courant sont parallèles. Cela est justifié par l'effet que l'écoulement de l'air dans le canal est dominé par la convection forcée.

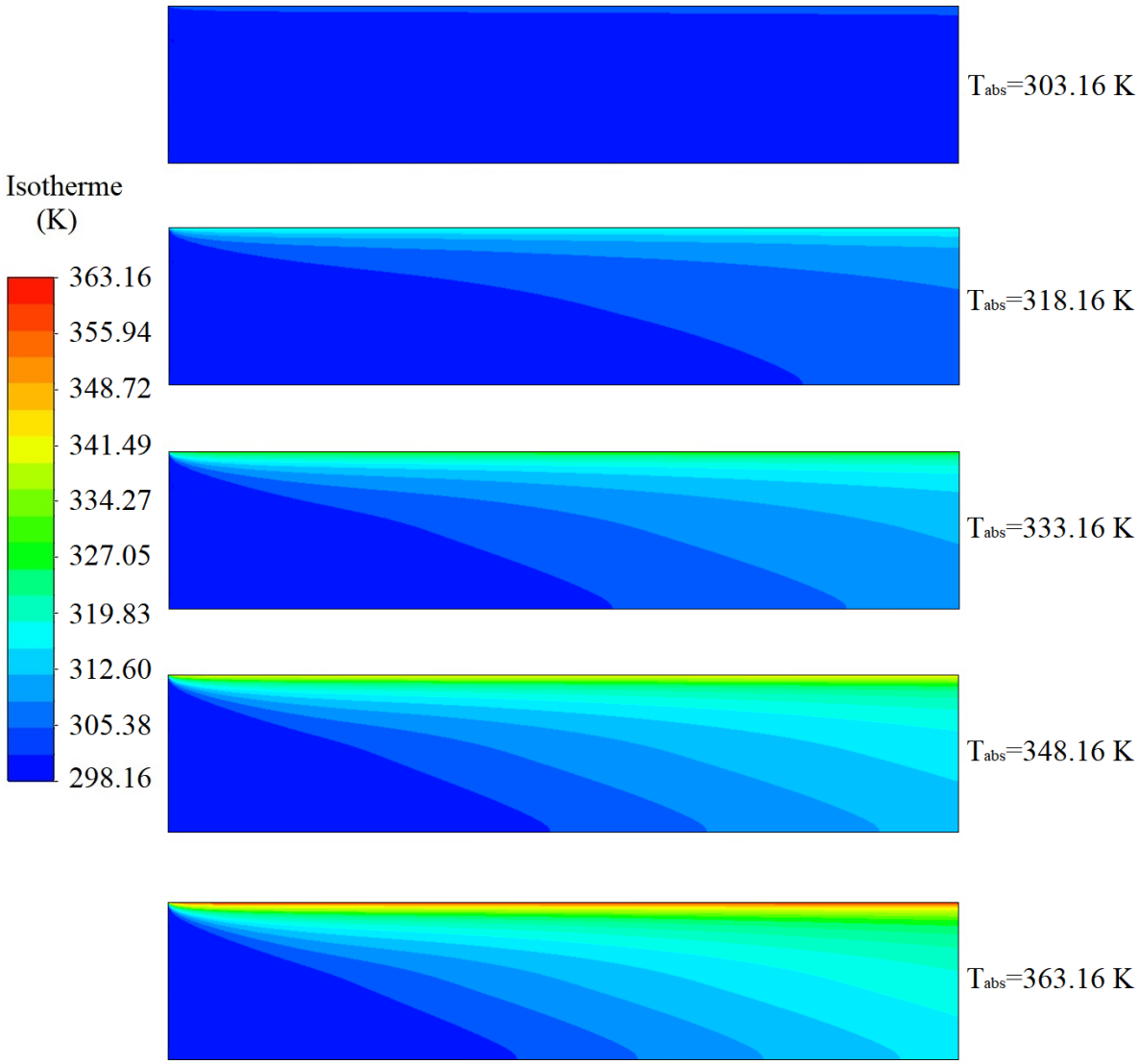


Figure IV.31 : Contours des isothermes en fonction de la température de l'absorbeur ($303.16K \leq T_{abs} \leq 363.16K$), (L = 2m, H = 0.03m et Re_w= 75600)

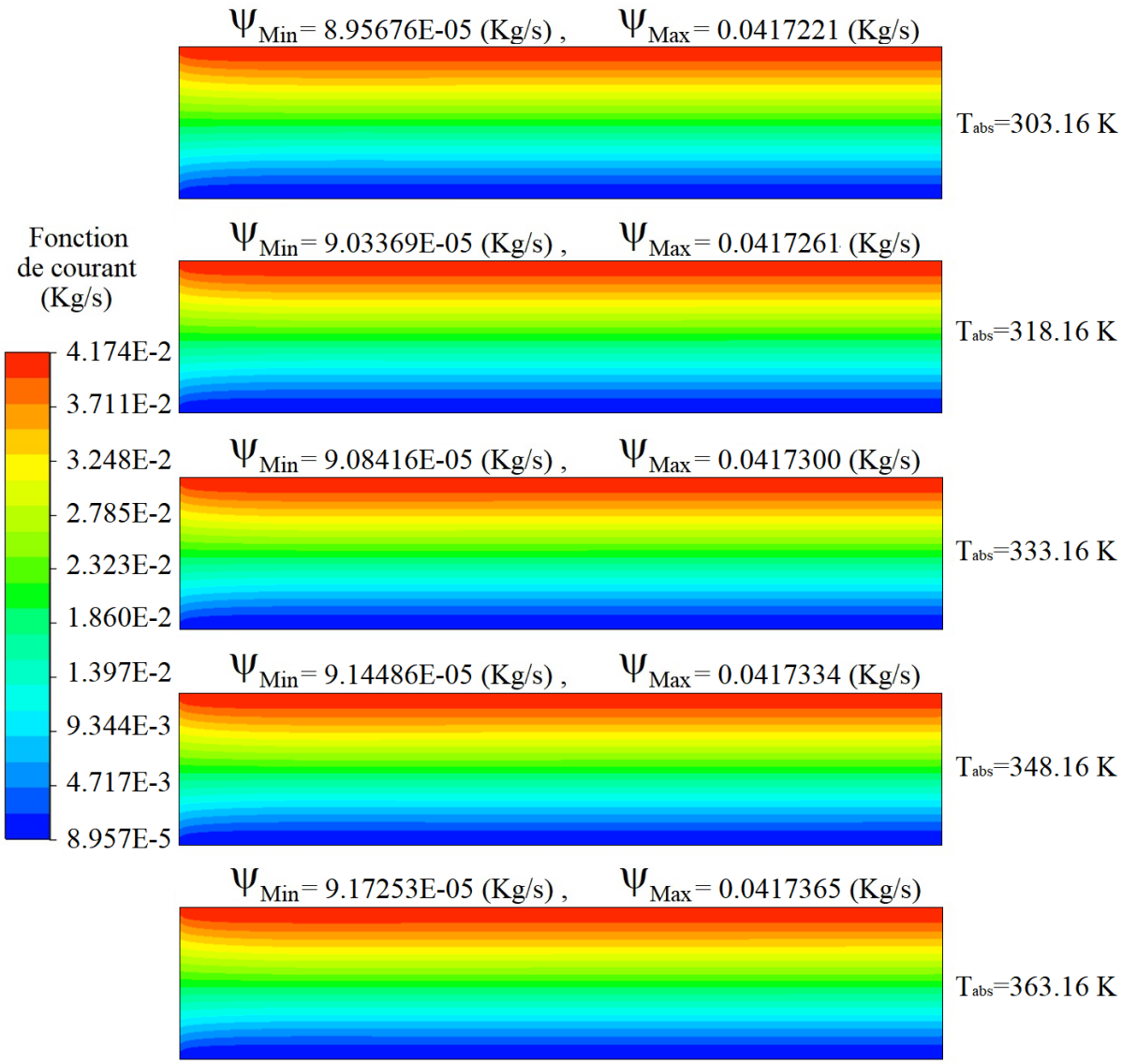


Figure IV.32 : Contours de la fonction de courant en fonction de la température de l'absorbeur ($303.16K \leq T_{abs} \leq 363.16K$), (L = 2m, H = 0.03m et Re_w= 75600)

L'évolution de la température moyenne de sortie en fonction de la température de l'absorbeur est présentée en figure IV.33. Il est bien clair que la température moyenne de sortie augmente tout en augmentant la température de l'absorbeur cela est justifié par l'augmentation du flux de chaleur transmis au fluide caloporteur.

La figure IV.34 montre l'évolution du nombre de Nusselt moyen basé sur la largeur du canal en fonction de la température de l'absorbeur. On remarque que le transfert de chaleur diminue tout en augmentant la température de l'absorbeur par l'effet de l'augmentation de la température du fluide caloporteur le long du canal, ce qui entraine une diminution de l'échange de chaleur.

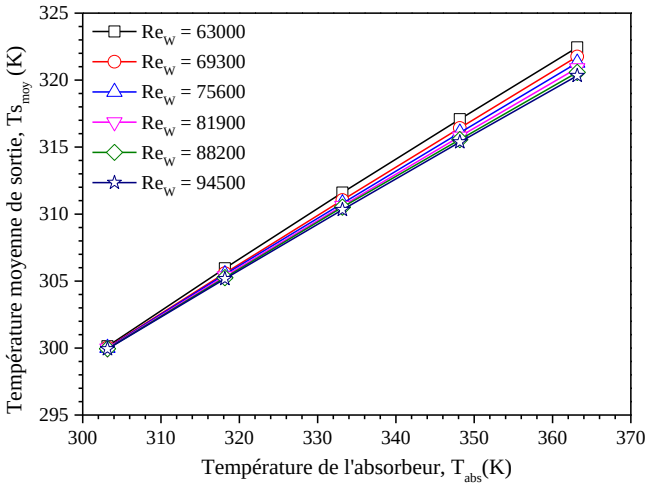


Figure IV.33 : Evolution de la température moyenne de sortie en fonction de la température de l'absorbeur. (L = 2m, H = 0.03m et 63000 ≤ Re$_w$ ≤ 94500)

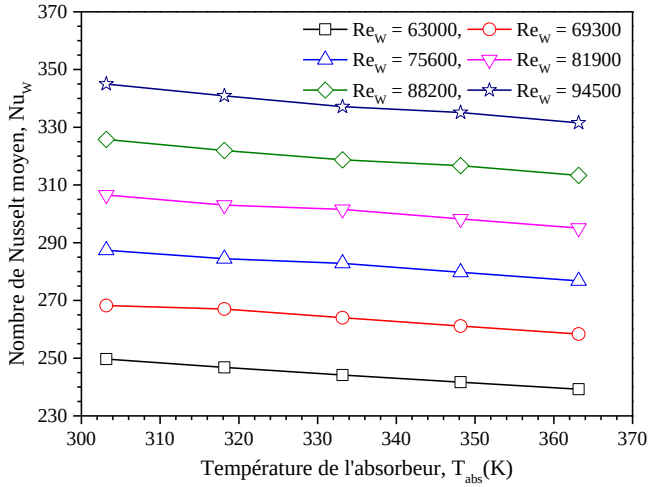


Figure IV.34 : Variation du nombre de Nusselt moyen (Nu$_w$) en fonction de la température de l'absorbeur. (L = 2m, H = 0.03m et 63000 ≤ Re$_w$ ≤ 94500)

L'évolution du rendement thermique en fonction de la température de l'absorbeur, pour une valeur de référence du rayonnement solaire dans les condition standard (I=1000 W/m²), est présenté sur la figure IV.35. Comme il est montré, L'augmentation de la température de l'absorbeur améliore considérablement le rendement thermique de notre système. Cela est justifié par l'augmentation de la température de l'air à la sortie du canal présenté en figure IV.33. De plus, avec l'augmentation des températures de l'absorbeur, il est remarquable que l'efficacité thermique augmente significativement tout en augmentant la vitesse de l'écoulement (Débit massique).

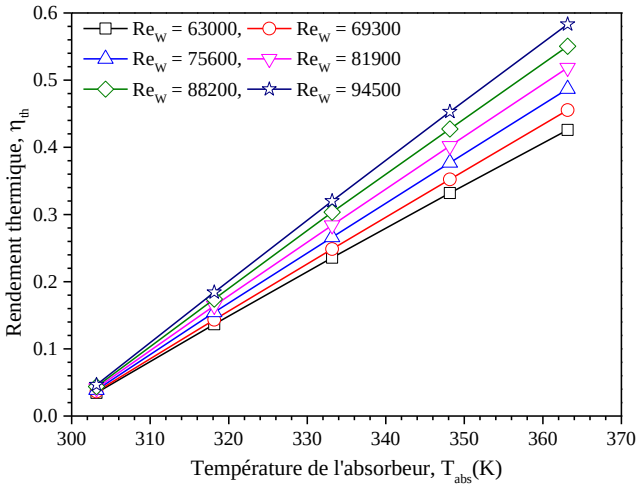


Figure IV.35 : Evolution du rendement thermique moyen en fonction de la température de l'absorbeur. (L = 2m, H = 0.03m et 63000 ≤ Re_w ≤ 94500 et I= 1000 W/m^2)

V.3.7 Effet du nombre de Reynolds (Re_W)

La figure IV.36 montre la variation des contours des isothermes en fonction du nombre de Reynolds basé sur la largeur du canal. Il est remarquable que les isothermes occupent une grande partie du canal et l'augmentation du nombre de Reynolds provoque une diminution de la couche limite thermique.

Les contours de la fonction de courant en fonction du nombre de Reynolds sont présentés en figure IV.37. Il est clair que les lignes de courant sont parallèles à l'axe du canal horizontal et les valeurs de la fonction de courant augmentent progressivement avec l'augmentation de la valeur du nombre de Reynolds, ceci peut être expliqué par l'effet que le transfert de chaleur est globalement dominé par les forces inertielles.

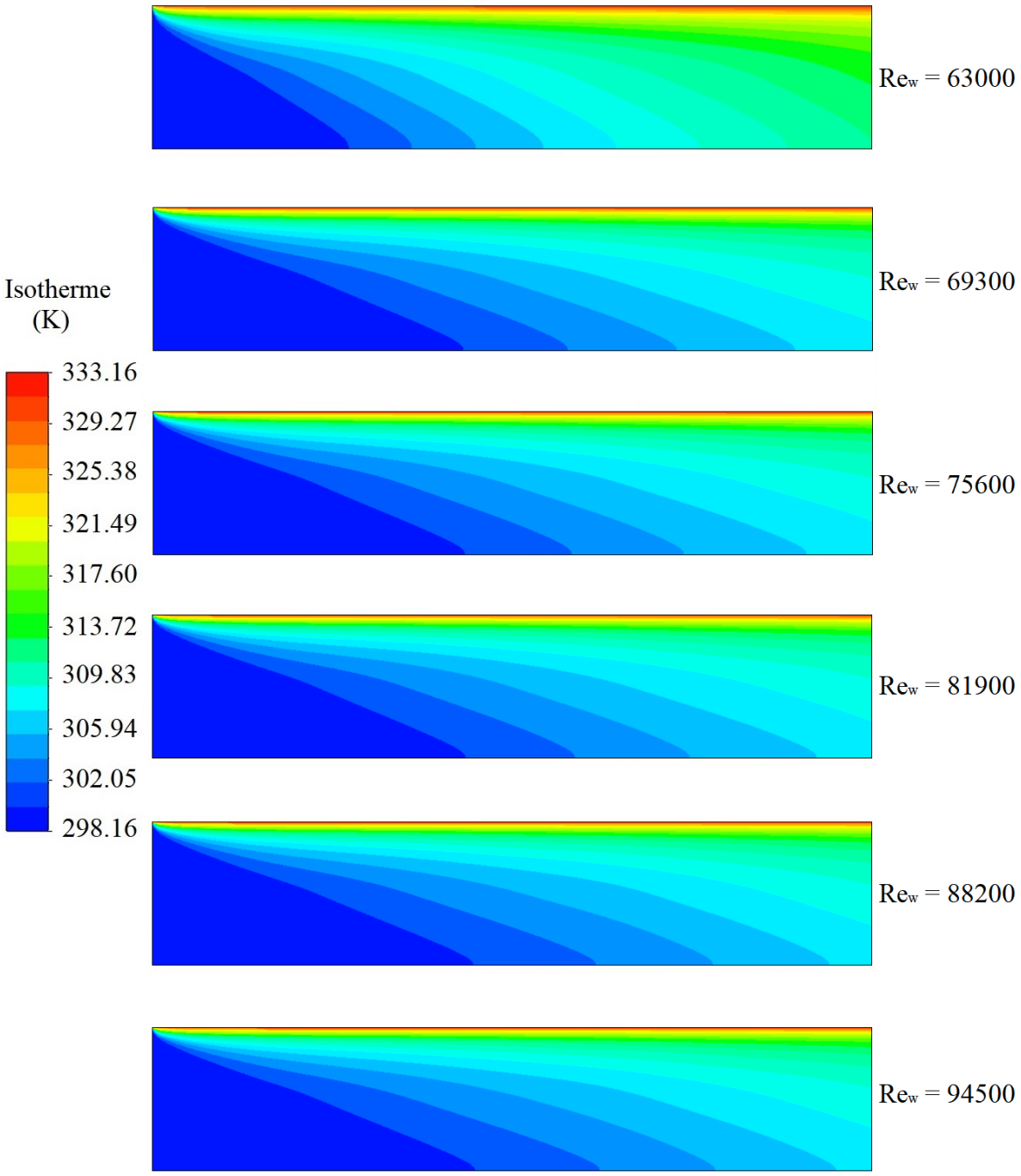


Figure IV.36 : Contours des isothermes en fonction du nombre de Reynolds ($63000 \leq Re_w \leq 94500$), avec (L = 2m, H = 0.03m et ΔT= 35 K)

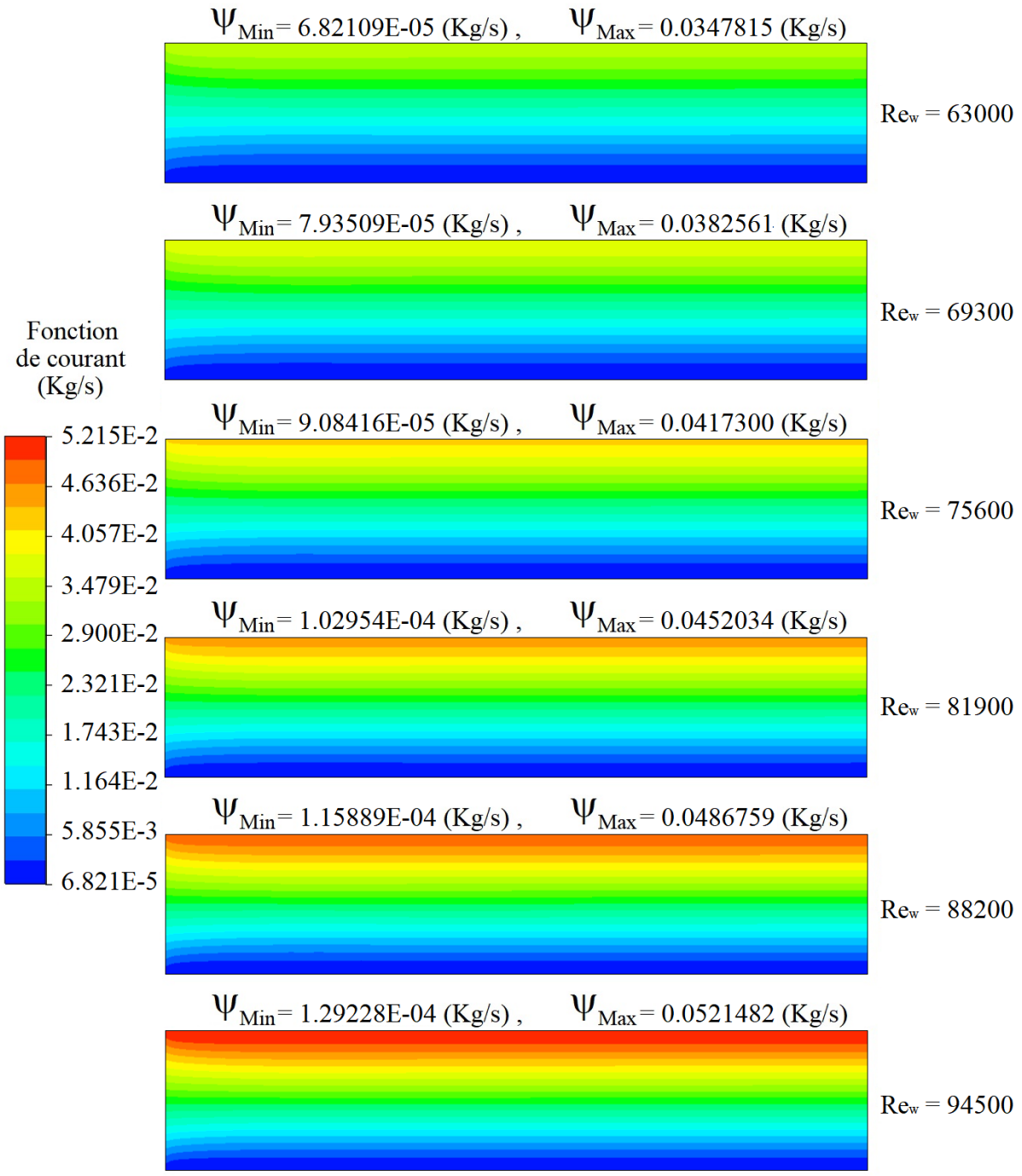


Figure IV.37 : Contours de la fonction de courant en fonction du nombre de Reynolds ($63000 \leq Re_w \leq 94500$), avec (L = 2m, H = 0.03m et ΔT= 35 K)

La figure IV.38 montre l'évolution de la température moyenne de sortie en fonction du nombre de Reynolds (Re_w). Il est remarquable que la température moyenne de l'air à la sortie du canal diminue tout en augmentant le nombre de Reynolds. Cela est justifier par la diminution de la couche limite thermique affecter par l'augmentation des forces inertielles. Aussi, on constate une élévation de la température moyenne de sortie avec l'augmentant de l'écart de température entre l'absorbeur et l'air ambiant.

La variation du nombre de Nusselt moyen (Nu_w) en fonction du nombre de Reynolds (Re_w) est illustrée sur la Figure IV.39. Il est clair que le taux de transfert de chaleur de l'air dans le canal du collecteur augmente avec l'augmentation du débit massique d'air. Cela est causé par l'effet de l'augmentation des forces inertiels qui influe proportionnellement sur la diminution de la couche limite thermique et par conséquent une amélioration de l'échange thermique entre l'absorbeur et le fluide caloporteur.

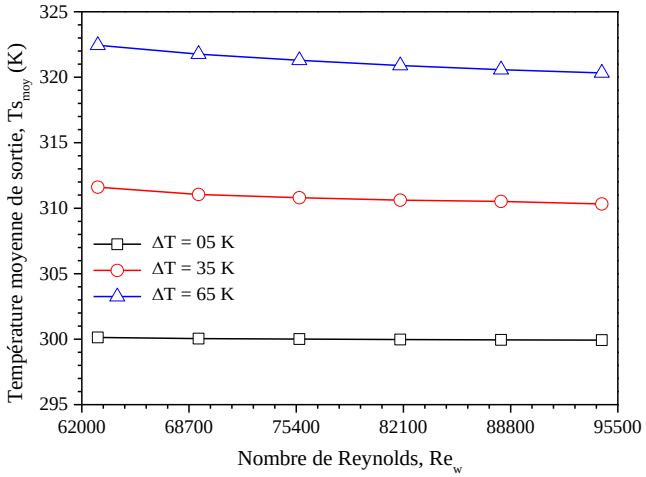


Figure IV.38 : Evolution de la température moyenne de sortie en fonction du nombre de Reynolds ($63000 \leq Re_w \leq 94500$), pour différent ΔT. (L = 2m, H = 0.03m)

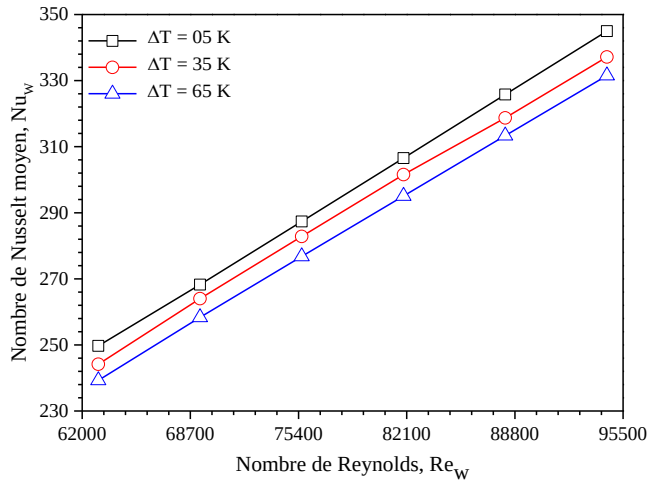


Figure IV.39 : Variation du nombre de Nusselt moyen (Nu_w) en fonction du nombre de Reynolds ($63000 \leq Re_w \leq 94500$), pour différent ΔT. (L = 2m, H = 0.03m)

La figure IV.40 montre l'évolution du rendement thermique en fonction du nombre de Reynolds (Re_w), pour une valeur de référence du rayonnement solaire dans les condition standard ($I=1000\ W/m^2$). Les résultats montrent que pour des faible Température de l'absorbeur, le taux de croissance de l'efficacité thermique était relativement faible. Mais pour des valeurs importantes de la Température de l'absorbeur et tout en augmentant le débit massique d'air, le taux de croissance de l'efficacité thermique devient plus important.

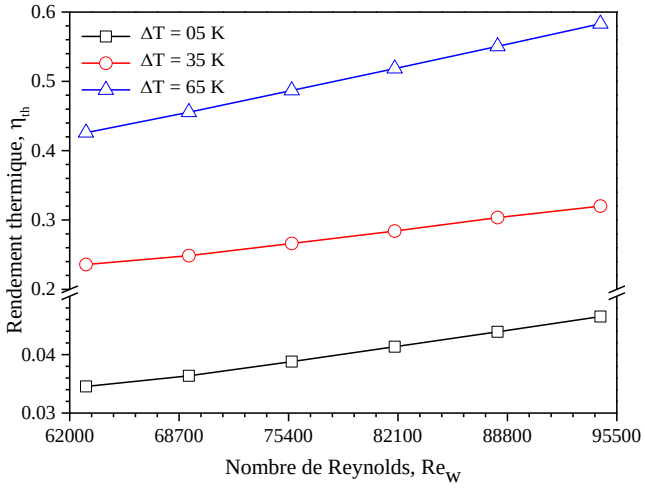


Figure IV.40 : Evolution du rendement thermique en fonction du nombre de Reynolds ($63000 \leq Re_w \leq 94500$), pour différent ΔT. (L = 2m, H = 0.03m et I= 1000 w/m²)

V.3.8 Effet de l'intégration des nervures :

Afin d'atteindre un coefficient de transfert de chaleur plus élevé, il est souhaitable que l'écoulement au niveau de la surface de l'absorbeur (Où le transfert de chaleur est effectué) soit rendu turbulent. Cependant, la création d'une telle turbulence, qui doit provenir d'un ventilateur ou d'une soufflante, demande une puissance excessive nécessaire pour faire circuler l'air dans la conduite du capteur à air. Pour éviter cet excès de charges, il est donc souhaitable que la turbulence ne soit créée que dans la région très proche de la surface de transfert de chaleur, c'est-à-dire dans la sous-couche laminaire uniquement où l'échange de chaleur a lieu et que l'écoulement ne soit pas excessivement perturbé afin d'éviter les frottements excessifs (Pertes de charge). Cela peut être fait en gardant la hauteur de l'élément de rugosité petite par rapport à la hauteur du canal. Bien qu'il existe plusieurs paramètres qui caractérisent la surface rugueuse de l'absorbeur à savoir la hauteur (e), le pas (p) et la forme de l'élément de rugosité.

V.3.8.1. Effet de la hauteur de rugosité relative

La hauteur de la rugosité relative (La hauteur des nervures rectangulaires par rapport au diamètre hydraulique D du canal) est variable. Les autres dimensions, tel que la longueur et la hauteur du canal, sont fixées à 2 m et 0.03 m, respectivement. Ainsi que le pas et le nombre de nervures sont fixés à 10 cm et 19 nervures, respectivement.

L'effet de la rugosité relative (e/D) doit être vérifiée sous deux conditions [119]:

- La hauteur minimale de la rugosité relative.
- La hauteur maximale de la rugosité relative.

La première condition nécessite de déterminer l'épaisseur de la couche limite (δ), qui est la distance entre la paroi et les points où la vitesse des particules de fluide est à 99 % de sa vitesse asymptotique définir au plus grand nombre de Reynolds [120].

La figure IV.41 montre l'évolution de la vitesse d'écoulement en fonction de la hauteur du canal. Il est remarquable que l'épaisseur de la couche limite au point où la vitesse est 0.99 de la vitesse uniforme de l'écoulement (u_0 = 1.4715 m/s) est égal à 0.004 m. Par conséquent, la hauteur minimale de l'élément de la rugosité (e) est de l'ordre de 0.004 m.

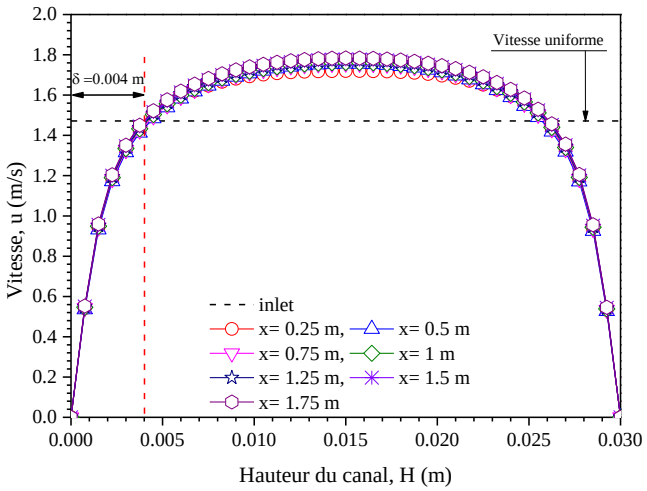


Figure IV.41 : Evolution de la vitesse d'écoulement en fonction de la hauteur du canal, avec (L = 2m, H = 0.03m, ΔT= 35K et Re_w=94500)

Ensuite, la deuxième condition doit être vérifiée pour s'assurer que la hauteur maximale de l'élément de rugosité n'a pas d'influence sur le blocage de l'écoulement, cela est fait en déterminant la valeur maximale du paramètre de performance thermo-hydraulique (THPP).

Le paramètre de performance thermo-hydraulique (THPP) défini par R. L. WEBB [121], est déterminé comme étant le rapport entre le facteur d'amélioration du facteur de transfert de chaleur et celui du coefficient de frottement. Il est utilisé pour estimer convenablement l'efficacité de la conduite d'un capteur solaire à air avec des nervures afin d'améliorer le taux de transfert de chaleur. Il est donné par la relation suivante :

$$THPP = (Nu_W / Nu_{W,0}) / (\mathrm{fr}/\mathrm{fr}_0)^{1/3} \qquad \text{(IV-5)}$$

La figure IV.42 montre l'évolution du paramètre de performance thermo-hydraulique (THPP) en fonction du taux de blocage (e/H). Il est remarquable qu'il existe une valeur optimale de la hauteur de la rugosité e= 0.008m ou la valeur du paramètre de performance thermo-hydraulique est maximale. À des valeurs plus élevées du taux de blocage (e/H > 0,267), l'amélioration du transfert de chaleur est compensée par une augmentation de la perte de charge.

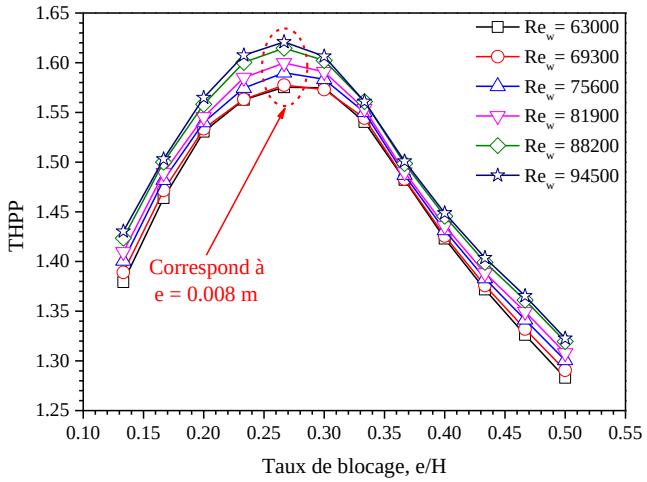


Figure IV.42 : Evolution du paramètre de performance thermo-hydraulique (THPP) en fonction du taux de blocage (e/H), avec (L = 2m, H = 0.03m et ΔT= 35K)

Après avoir vérifié les deux conditions, il est déterminé que l'étude de l'effet de la hauteur de la rugosité relative est fixée dans l'intervalle ($0{,}069 \leq e/D \leq 0{,}137$).

La figure IV.43 montre la variation des contours des isothermes en fonction de la hauteur de la rugosité relative. Il est clair que la couche limite thermique occupe une grande partie du canal. L'augmentation de la hauteur de la rugosité relative provoque une augmentation de la couche limite thermique et par conséquent une élévation de la température de l'air à la sortie du canal.

La variation des lignes de courant en fonction de la hauteur de la rugosité relative est représentée en figure IV.44. Il est clair que la valeur de la fonction de courant maximale augmente avec l'augmentation de la hauteur de la rugosité relative, cela est due par l'effet de l'augmentation de la vitesse au niveau des nervures qui est affecté par la diminution de la section de passage. Aussi, il est remarquable que le volume des structures tourbillonnaires augmente avec l'augmentation de l'épaisseur des nervures.

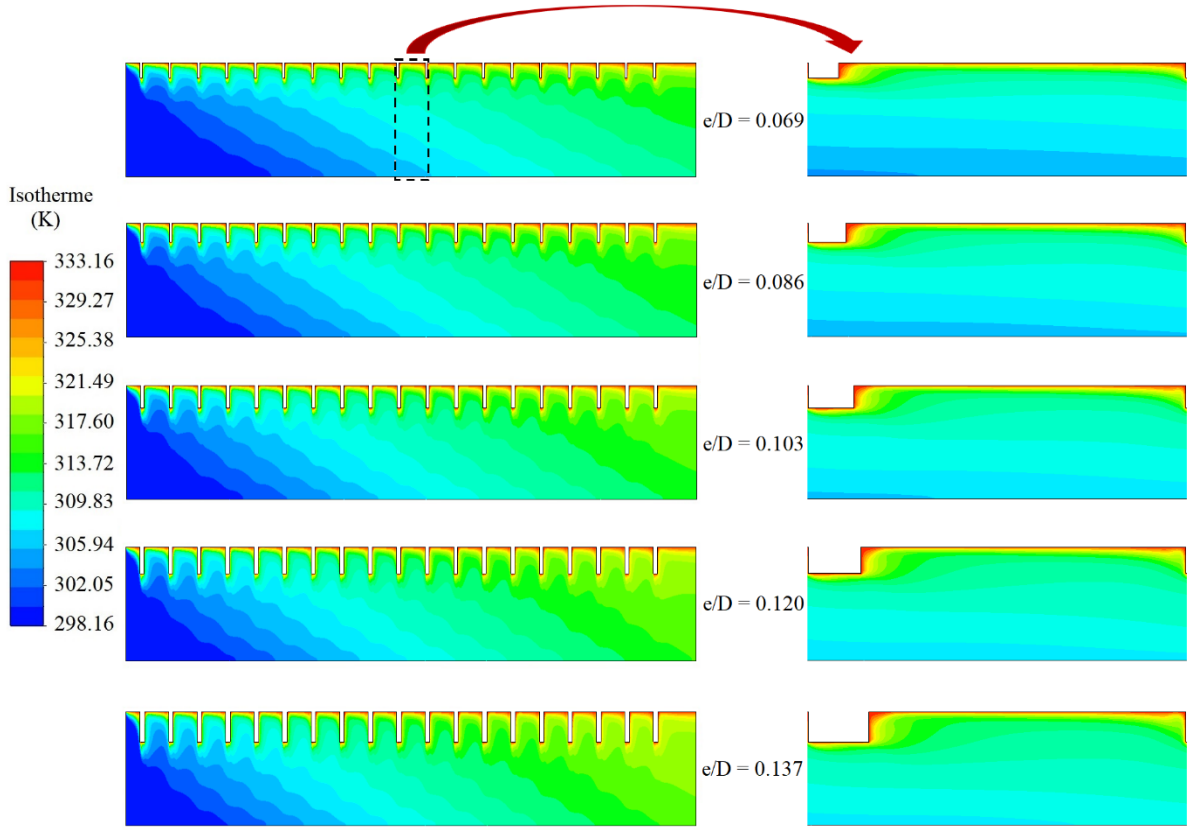


Figure IV.43 : Contours des isothermes en fonction de la hauteur de rugosité relative ($0.069 \leq e/D \leq 0.137$), avec (L = 2m, H = 0.03m, ΔT= 35K et Re_w=75600)

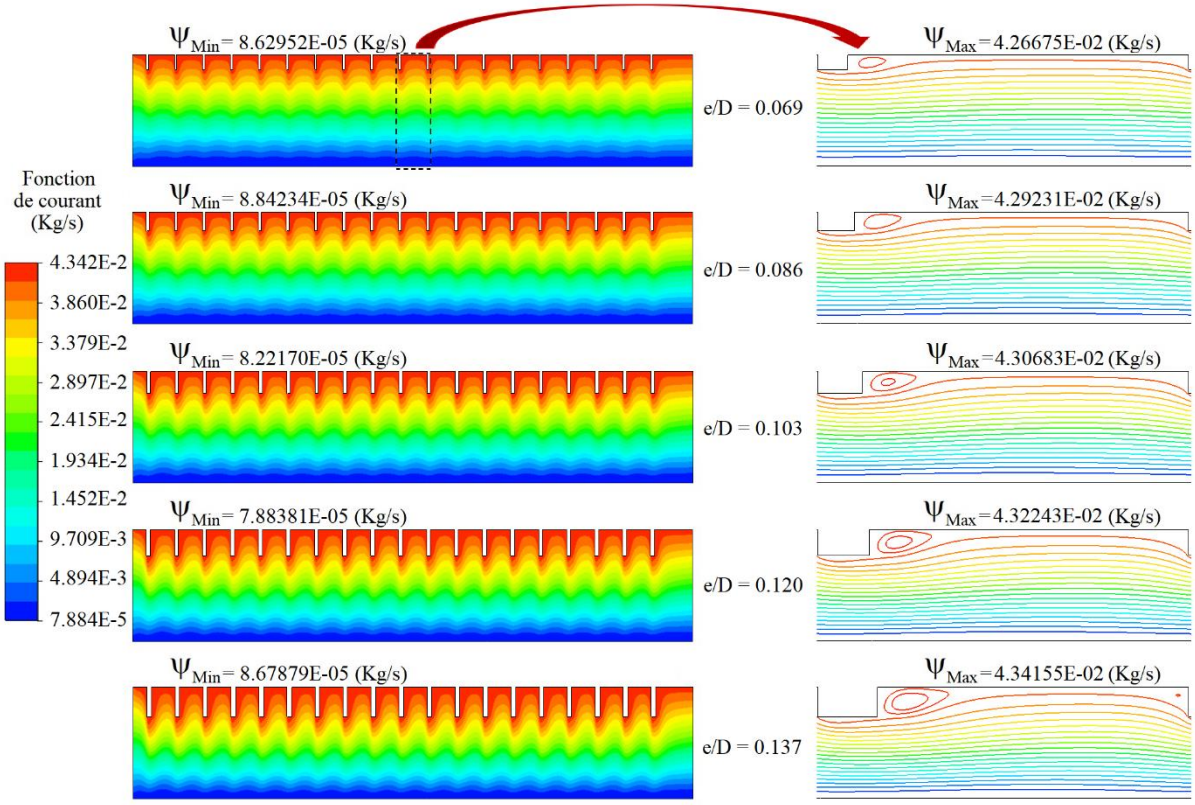


Figure IV.44 : Contours de la fonction de courant en fonction de la hauteur de rugosité relative ($0.069 \leq e/D \leq 0.137$), avec (L = 2m, H = 0.03m, ΔT= 35K et Re_w=75600)

La variation de la température de l'air à la sortie du canal en fonction de la hauteur de la rugosité relative (e/D) est représentée en figure IV.45. Il est remarquable que la température moyenne du fluide caloporteur à la sortie du canal augmente tout en augmentant la hauteur des nervures, ce qui est expliqué par l'augmentation de la surface d'échange entre l'absorbeur et l'air.

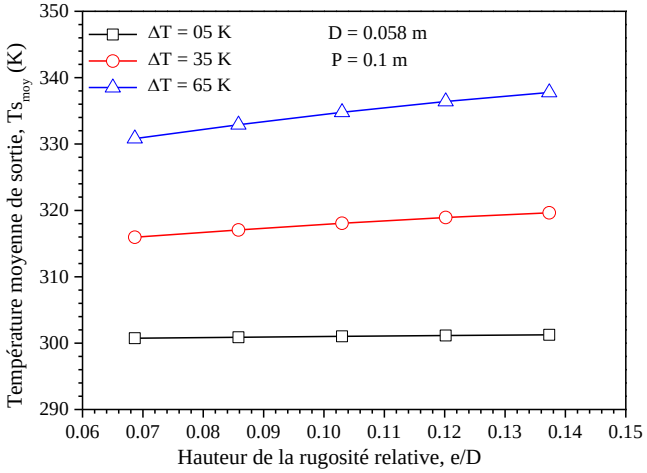


Figure IV.45 : Evolution de la température moyenne de sortie en fonction de la hauteur de la rugosité relative (e/D), pour différents ΔT. (L = 2m, H = 0.03m et Re_w= 75600)

La variation du taux de transfert de chaleur en fonction de la hauteur de la rugosité relative (e/D) et du nombre de Reynolds sont tracées respectivement en figures IV.46 et IV.47. Ces figures montrent une augmentation des valeurs du nombre de Nusselt avec l'augmentation des paramètres de l'écoulement (Re_w) et de la rugosité (e/D). Il est clair que, tout en augmentant la température de l'absorbeur, la valeur du nombre de Nusselt moyen diminue. Cela est expliqué par l'effet de l'augmentation de la température du fluide caloporteur le long du canal, ce qui entraine une diminution de l'échange de chaleur.

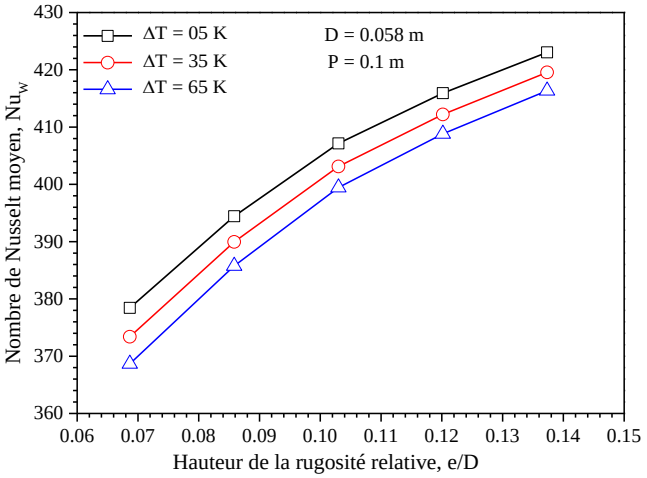


Figure IV.46 : Variation du nombre de Nusselt moyen (Nu_w) en fonction de la hauteur de la rugosité relative (e/D), pour différents ΔT. (L = 2m, H = 0.03m et Re_w= 75600)

De plus, d'après la figure IV.47, il est remarquable que l'amélioration du transfert de chaleur soit plus élevée pour des valeurs élevées de la hauteur de la rugosité relative, et elle est significative avec des valeurs plus élevées du nombre de Reynolds. Il est évident que le canal nervuré possède un nombre de Nusselt moyen supérieure à celle du canal lisse. Cela signifie que les nervures ont une influence significative sur le taux de transfert thermique dans un capteur à air solaire.

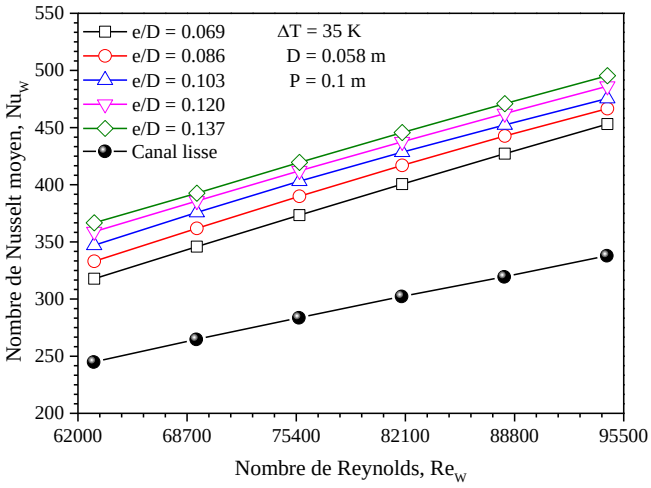


Figure IV.47 : Variation du nombre de Nusselt moyen (Nu_w) en fonction du nombre de Reynolds, pour différentes valeurs de la hauteur de la rugosité relative (e/D), avec (L = 2m et H = 0.03m)

La figure IV.48 et IV.49 montrent la variation de coefficient de frottement en fonction de la hauteur de la rugosité relative (e/D) et du nombre de Reynolds (Rew) respectivement, pour la même valeur de pas de rugosité relative (P=0.1m). Il a été conclu que lorsque la hauteur de la rugosité relative augmente, le facteur de frottement diminue sous l'effet de l'augmentation des zones de recirculation. Au-delà d'une certaine valeur de e/D (entre 0.103 et 0.12), le coefficient de frottement augmente par l'effet de l'augmentation de la largeur de la nervure.

D'autre part, les résultats montrent que le coefficient de frottement diminue par l'effet de l'augmentation des forces inertielles.

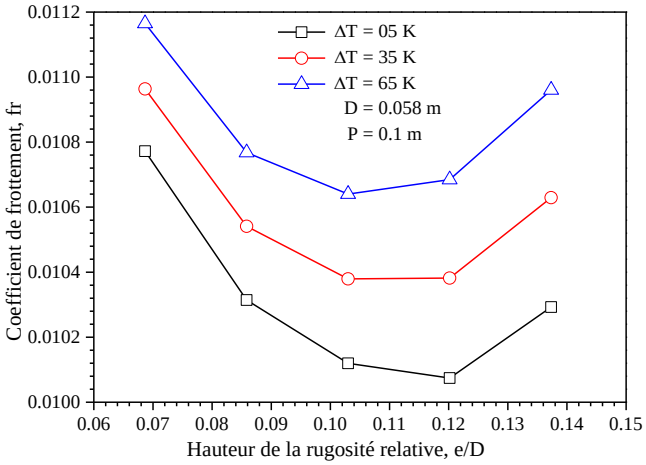


Figure IV.48 : Variation du coefficient de frottement moyen en fonction de la hauteur de la rugosité relative (e/D), pour différents ΔT. (L = 2m, H = 0.03m et Re_w= 75600)

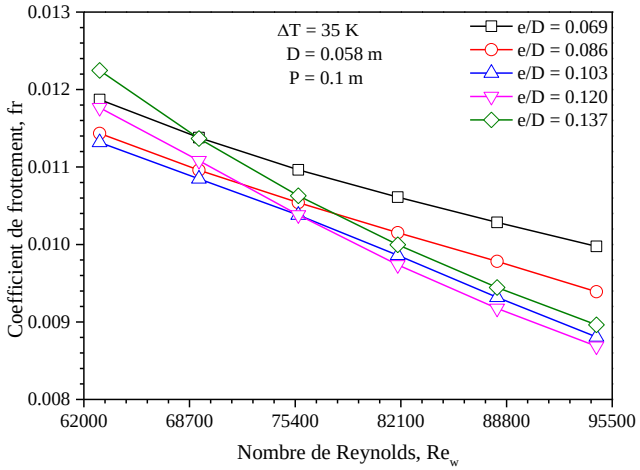


Figure IV.49 : Variation du coefficient de frottement moyen en fonction du nombre de Reynolds (Re_w), pour différentes valeurs de la hauteur de la rugosité relative (e/D), avec (L = 2m et H = 0.03m).

En consultant la figure IV.50 qui illustre l'évolution du rendement thermique moyen en fonction de la hauteur de la rugosité relative (e/D), pour différents ΔT, il est remarquable que le rendement thermique augmente avec l'augmentation de la hauteur de la rugosité relative. Ceci est due à l'effet de l'augmentation de la surface d'échange et par conséquent l'augmentation de la température moyenne du fluide à la sortie du canal (figure IV.45).

L'évolution du paramètre de performance thermo-hydraulique (THPP) en fonction de la hauteur de rugosité relative (e/D) et du nombre de Reynolds (Re_w), pour la même valeur de pas de rugosité relative (P=0.1m) sont illustrées dans les figures IV.51 et IV.52, respectivement. Il est remarquable que les valeurs de THPP, quelle que soit la température de l'absorbeur, augmente avec l'augmentation de la hauteur de la rugosité relative ($0.069 \leq e/D \leq 0.137$) et la vitesse de l'écoulement ($63000 \leq Re_w \leq 94500$). Aussi, on constate que la variation de THPP n'est pas importante (<1%) après une valeur de e/D = 0.12 et l'amélioration du coefficient de

performance thermo hydrodynamique ne dépasse pas les 3.7% en augmentant Re_w de 63000 à 94500 quel que soit la hauteur de la rugosité relative.

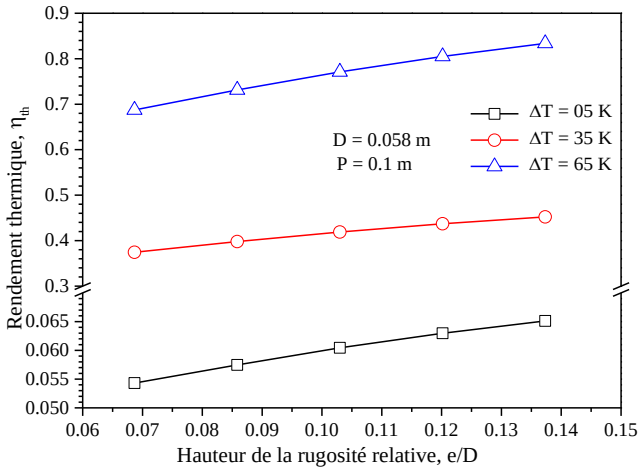


Figure IV.50 : Evolution du rendement thermique moyen en fonction de la hauteur de la rugosité relative (e/D), pour différents ΔT. (L = 2m, H = 0.03m et Re_w= 75600)

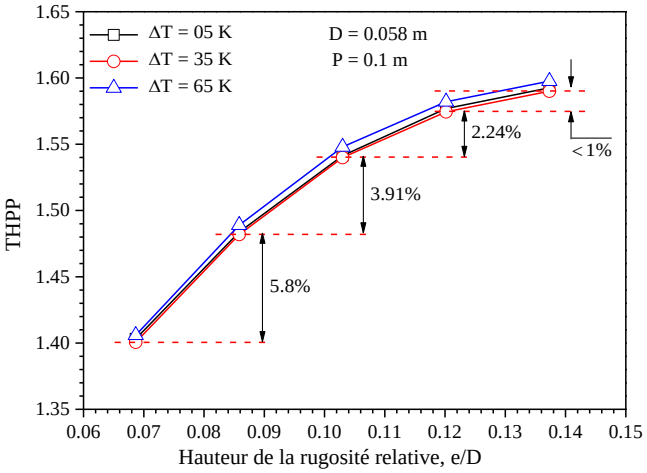


Figure IV.51 : Evolution du paramètre de performance thermo-hydraulique (THPP) en fonction de la hauteur de la rugosité relative (e/D), pour différents ΔT. (L = 2m, H = 0.03m et Re_w= 75600)

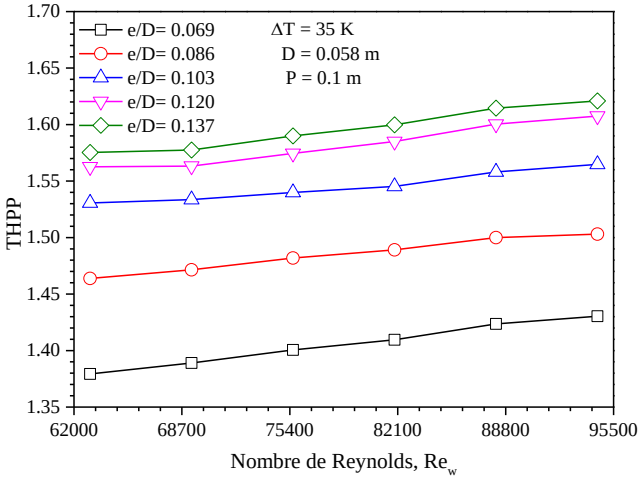


Figure IV.52 : Evolution du paramètre de performance thermo-hydraulique (THPP) en fonction du nombre de Reynolds (Re_w), pour différentes valeurs de la hauteur de la rugosité relative (e/D), avec (L = 2m et H = 0.03m)

V.3.8.2. Effet de pas de la rugosité relative

Dans cette section, on varie le pas de rugosité relative (P/e) et on maintient la hauteur de la rugosité relative du canal (e/D) constante.

La figure IV.53 illustre la variation du champ des isothermes, avec un zoom dans la partie du canal entre x= 0.8m et x= 1m, pour différents pas de la rugosité relative ($3.125 \leq P/e \leq 23.75$). Cette figure indique que les températures maximales sont obtenues dans la région près de la paroi chaude, notamment dans les régions situées en amont et en aval de l'ailette rectangulaire. Par conséquent, le champ thermique est influencé par l'espacement entre les obstacles.

Il est remarquable que la couche limite thermique augmente d'une manière significative dans le canal en augmentant le pas de la rugosité relative de p/e = 3.125 à p/e = 4.75. Après cette valeur, la température du fluide commence à diminuer par l'effet de diminution de la surface d'échange entre l'absorbeur et le fluide caloporteur.

La figure IV.54 illustre l'impact de l'espacement des obstacles sur la structure de l'écoulement dans le canal horizontal. Les tracés sur cette figure présentent les lignes de courant pour différents pas de la rugosité relative ($3.125 \leq P/e \leq 23.75$), pour le nombre de Reynolds Re_w=75600. Il est bien clair que les zones de recirculation deviennent plus grande tout en augmentant le pas de la rugosité relative jusqu'à la valeur de P/e = 4.75, où la fonction de courant maximal prend sa valeur maximale. Au-delà de cette valeur, c.à.d. de plus en plus l'espacement entre les nervures augmente, les zones de recirculation entre elles diminuent et deviennent quasiment constantes.

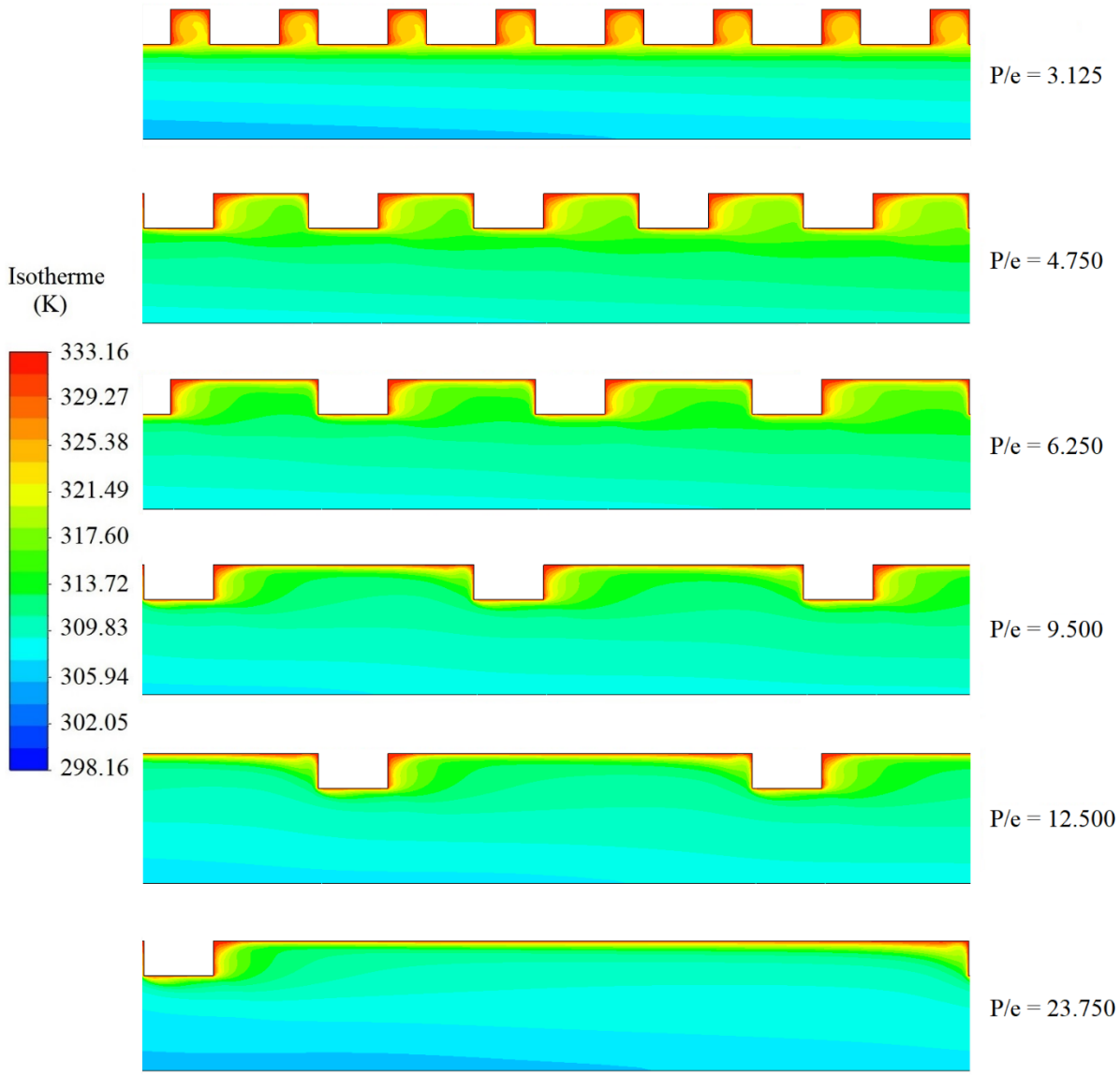


Figure IV.53 : Contours des isothermes en fonction de pas de la rugosité relative (3.125≤ P/e≤ 23.75), avec (L = 2m, H = 0.03m, ΔT= 35K et Re_w=75600)

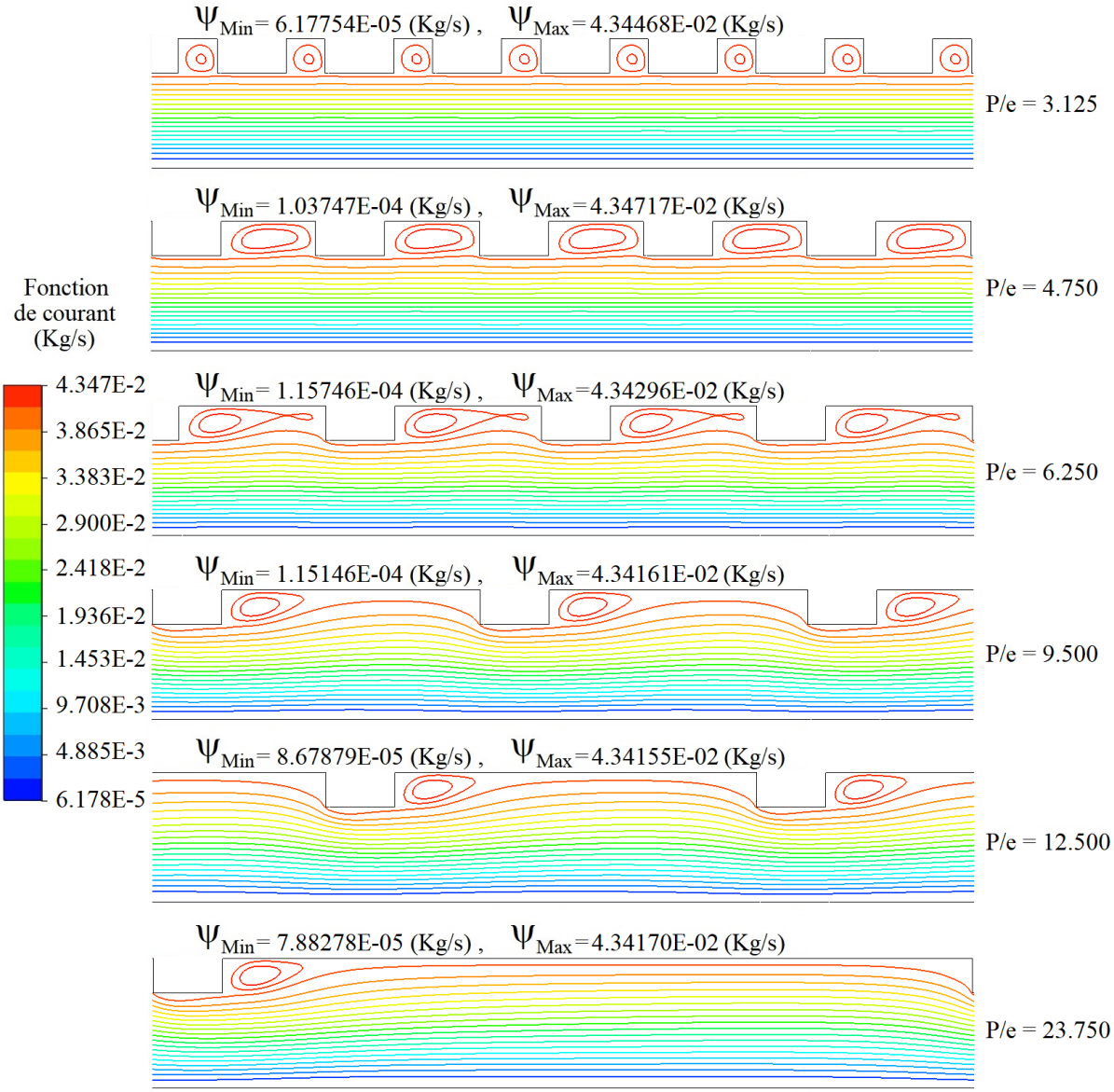


Figure IV.54 : Contours de la fonction de courant en fonction de pas de la rugosité relative (3.125≤ P/e≤ 23.75), avec (L = 2m, H = 0.03m, ΔT= 35K et Re_w=75600)

L'évolution de la température moyenne de l'air à la sortie du capteur en fonction de pas de la rugosité relative, pour différents écarts de température, est présenté dans la figure IV.55. Les résultats montrent que la température moyenne de l'air de sortie du canal augmente avec l'augmentation de la température de l'absorbeur jusqu'à la température maximal qui correspond à P/e = 4.75. Au-delà de cette valeur, la température de l'air à la sortie du canal commence a diminué.

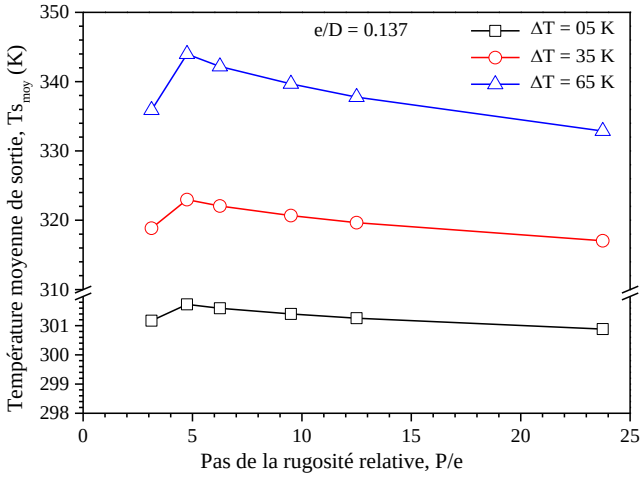


Figure IV.55 : Evolution de la température moyenne de sortie en fonction de pas de la rugosité relative (3.125≤ P/e≤ 23.75), pour différents ΔT avec (L = 2m, H = 0.03m et Re_w= 75600)

Les figures IV.56 illustre l'évolution du nombre de Nusselt moyen en fonction de pas de la rugosité relative (P/e). Il est remarquable que le nombre de Nusselt moyen (Nu_w) augmente en augmentant le pas de la rugosité relative jusqu'à une valeur maximale obtenue pour un rapport P/e = 9,5. ceci se justifie par l'augmentation de la taille des zones de recirculation. Après cette valeur, la taille des zones de recirculation est devenue quasi constante et la diminution du nombre de ces zones est préjudiciable au transfert de chaleur.

En consultant la figure IV.57, qui montre l'évolution du nombre de Nusselt moyen en fonction de nombre de Reynolds (Re_w), il est clair que cette évolution est ascendante avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Le taux de transfert de chaleur peut être amélioré jusqu'à 52.7% dans la gamme de vitesse qui correspond à $63000 \leq Re_w \leq 94500$.

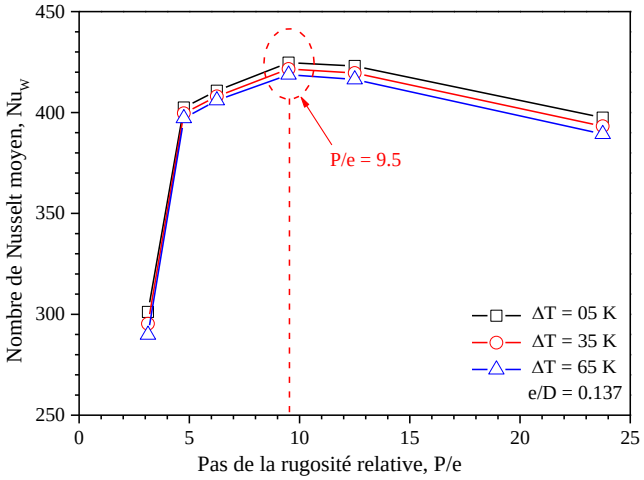


Figure IV.56 : Variation du nombre de Nusselt moyen (Nu_w) en fonction de pas de la rugosité relative (3.125≤ P/e≤ 23.75), pour différents ΔT avec (L = 2m, H = 0.03m et Re_w= 75600)

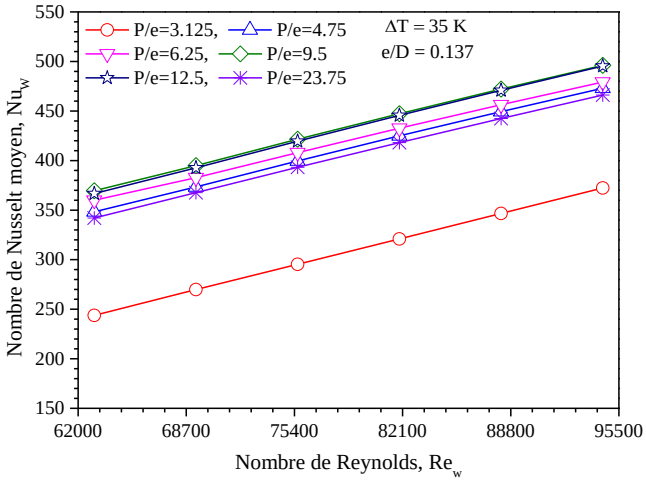


Figure IV.57 : Variation du nombre de Nusselt moyen (Nu_w) en fonction du nombre de Reynolds, pour différentes valeurs de pas de la rugosité relative (3.125≤ P/e≤ 23.75), avec (L = 2m et H = 0.03m)

La figure IV.58 montre la variation du coefficient de frottement moyen en fonction du pas de la rugosité relative (P/e). En effet, en augmentant le pas de la rugosité relative, la distance entre deux nervures successives augmente, ce qui réduit le nombre de points de rattachement. Ainsi, plus le nombre d'interruptions est faible, plus l'écoulement d'air ne perd pas son énergie cinétique. Il a été constaté que le coefficient de frottement diminue lorsque le pas de la rugosité relative augmente, jusqu'à atteindre une valeur minimale correspondant à P/e = 12,5. Après cette valeur, le coefficient de frottement augmente à nouveau sous l'effet de l'augmentation de la surface entre deux nervures.

La Figure IV.59 illustre l'effet du nombre de Reynolds (Re) sur le coefficient de frottement moyen (fr) pour différentes valeurs du pas de la rugosité relative (P/e) et une valeur fixe de la hauteur de la rugosité relative (e/D) égale 0.137. Les résultats montrent que le coefficient de frottement moyen diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds moyen (Re_w).

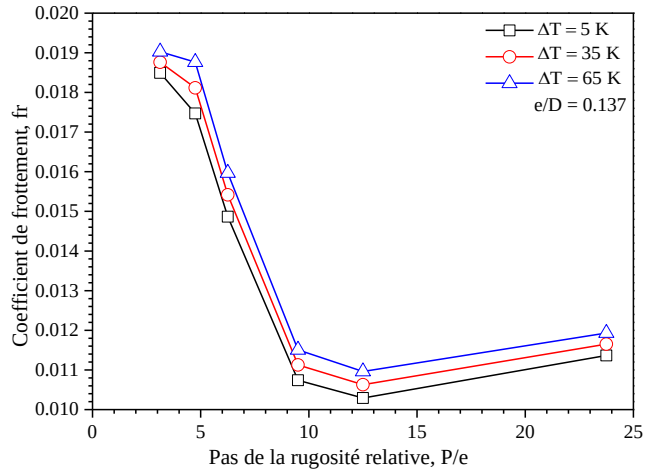


Figure IV.58 : Variation du coefficient de frottement moyen en fonction de pas de la rugosité relative (3.125≤ P/e≤ 23.75), pour différents ΔT avec (L = 2m, H = 0.03m et Re_w= 75600)

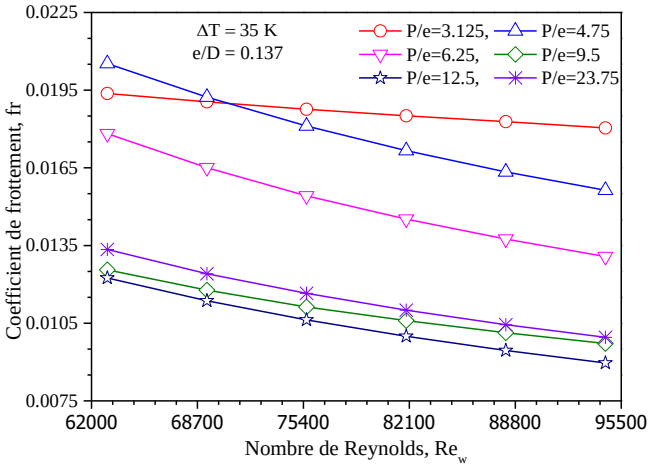


Figure IV.59 : Variation du coefficient de frottement moyen en fonction du nombre de Reynolds (Re_w), pour différentes valeurs de pas de la rugosité relative (3.125≤ P/e≤ 23.75), avec (L = 2m et H = 0.03m)

Les résultats des évolutions de paramètre de performance thermo-hydraulique (THPP) en fonction de pas de la rugosité relative pour différent température de l'absorbeur et en fonction du nombre de Reynolds pour différentes valeurs de pas de la rugosité relative sont, respectivement, illustrées dans les Figures IV.60 et IV.61. On constate qu'à e/D = 0.137, le paramètre de performance thermo-hydraulique, augmente avec l'augmentation de pas de la rugosité relative jusqu'à une valeur maximale à P/e= 12.5. Aussi, le THPP correspondant à chaque valeur de pas de la rugosité relative, augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

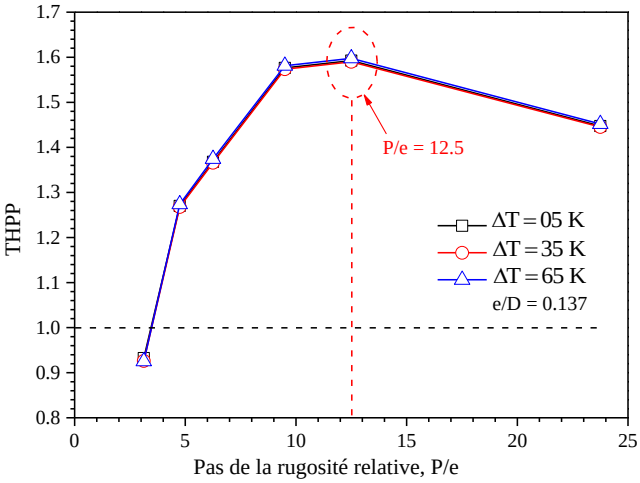


Figure IV.60 : Evolution du paramètre de performance thermo-hydraulique (THPP)en fonction de pas de la rugosité relative (3.125≤ P/e≤ 23.75), pour différents ΔT avec (L = 2m, H = 0.03m et Re_w= 75600)

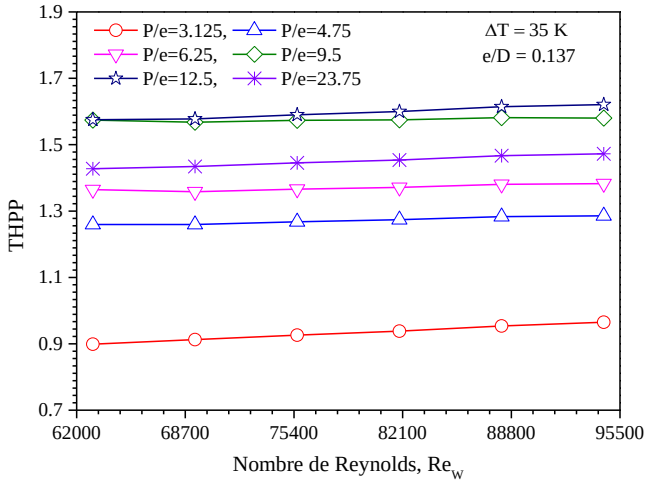


Figure IV.61 : Evolution du paramètre de performance thermo-hydraulique (THPP) en fonction du nombre de Reynolds (Re_w), pour différentes valeurs de pas de la rugosité relative (3.125≤ P/e≤ 23.75), avec (L = 2m et H = 0.03m)

L'évolution du rendement thermique moyen en fonction de pas de la rugosité relative est représentée dans la figure IV.62. Il est a noté que le rendement thermique du capteur solaire augmente avec l'augmentation de la température de l'absorbeur. Aussi les résultats montrent que les valeurs maximales du rendement thermique est enregistrée pour la valeur de pas de la rugosité relative de P/e= 4.75.

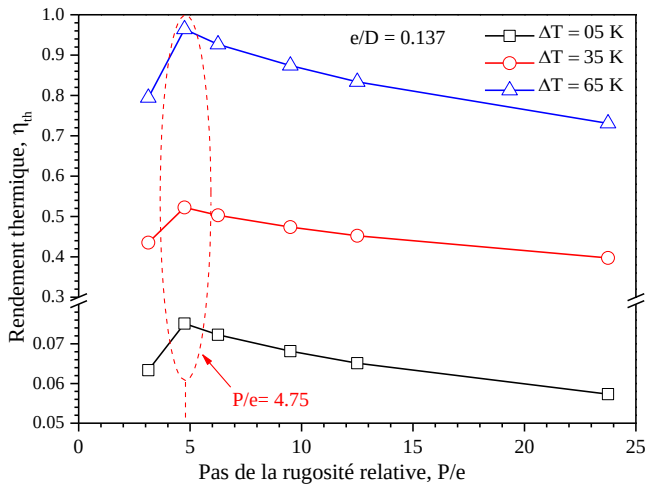


Figure IV.62 : Evolution du rendement thermique moyen en fonction de pas de la rugosité relative (3.125≤ P/e≤ 23.75), pour différents ΔT avec (L = 2m, H = 0.03m et Re_w= 75600)

V.3.9 Effet de la forme des nervures :

Lors de l'étude comparative du comportement thermo-hydrodynamique des conduites de différentes formes de nervures, le pas de la rugosité relative (P/e), la hauteur de la rugosité relative (e/D), la hauteur (H) et la longueur (L) du canal sont restés identiques afin de comparer les résultats avec précision.

Les contours des isothermes en fonction du nombre de Reynolds pour différentes formes de nervures, à savoir la nervure rectangulaire, la nervure semi-circulaire et la nervure triangulaire, sont illustrés sur la figure IV.63. Il est clair que l'augmentation de la vitesse d'écoulement entraine une diminution de la couche limite thermique, pour différent forme de nervures, avec un léger avantage pour la forme semi-circulaire.

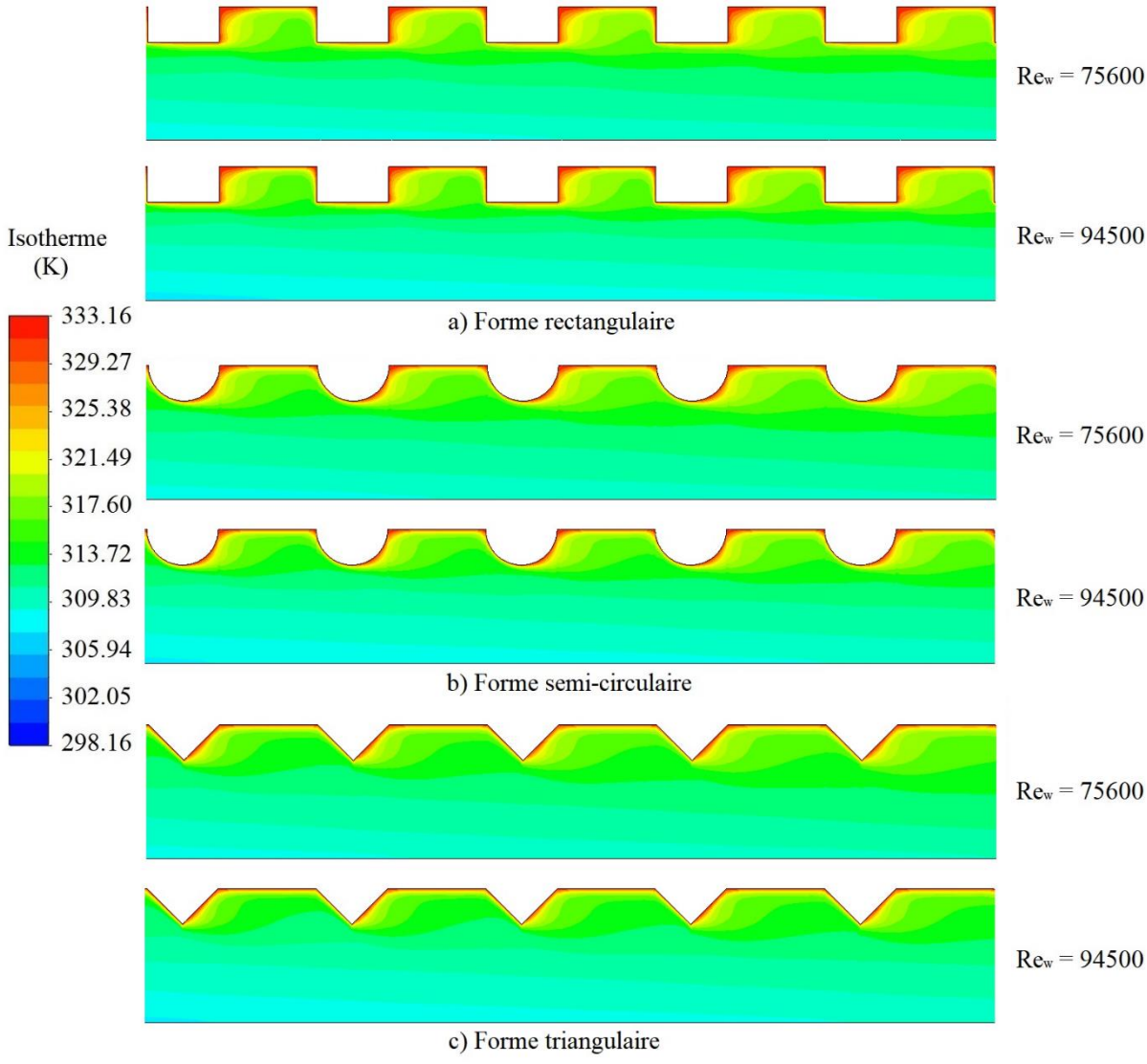


Figure IV.63 : Contours des isothermes en fonction du nombre de Reynolds (Re_w) pour différentes formes de nervures, avec (L = 2m, H = 0.03m et ΔT= 35K)

La figure IV.64 présente la distribution des lignes de courant, dans un canal horizontal, en fonction du nombre de Reynolds pour différentes formes de nervures. Il est remarquable que la fonction de courant maximal augmente avec l'augmentation de la vitesse d'écoulement, pour les différentes formes. En comparant l'étendue de la recirculation induite par les trois types de nervures, la zone de recirculation déduite par la nervure triangulaire est plus grande que la nervure semi-circulaire, mais légèrement plus petite que celle de la nervure rectangulaire.

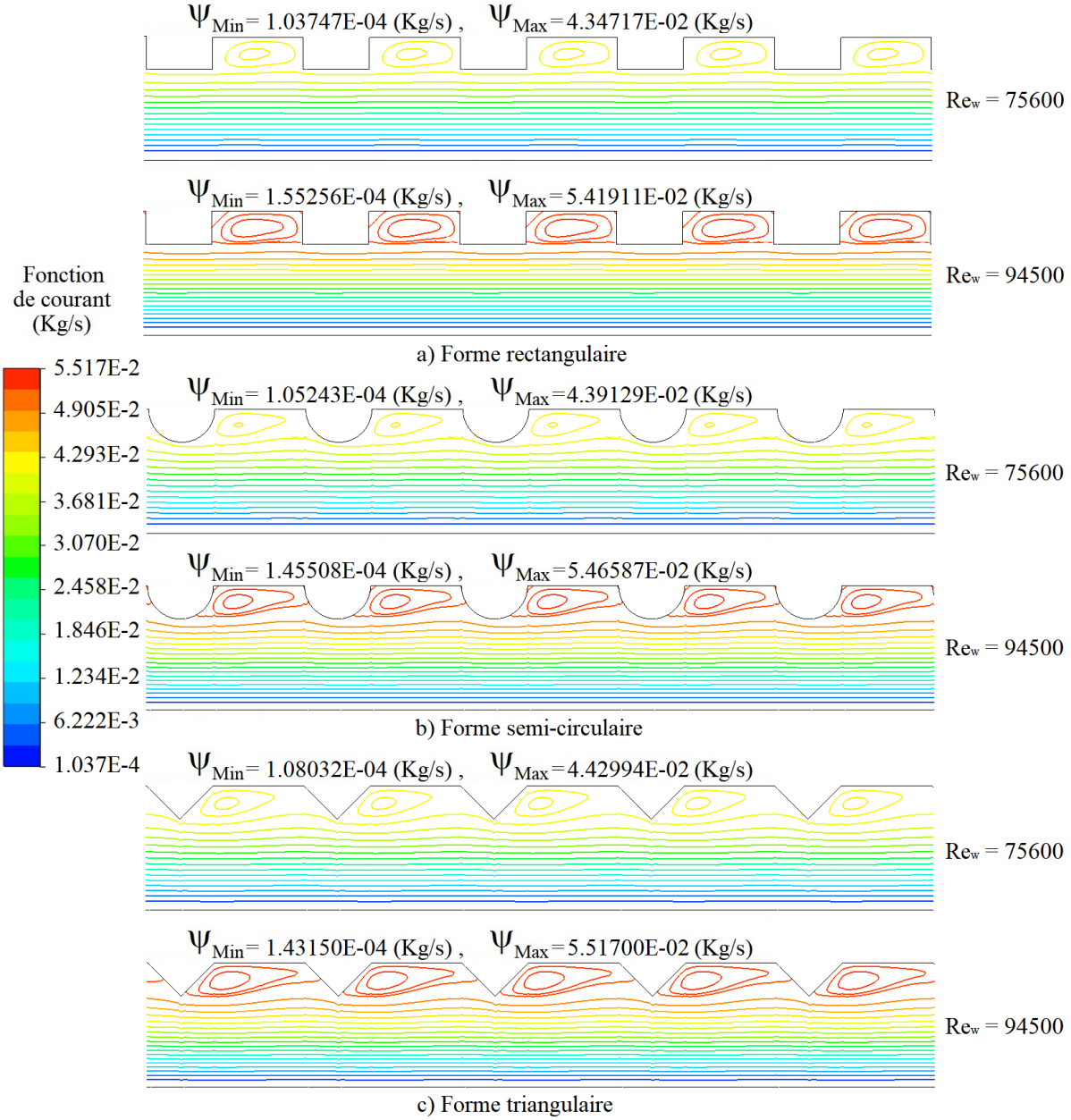


Figure IV.64 : Contours de la fonction de courant en fonction du nombre de Reynolds (Re_w) pour différentes formes de nervures, avec (L = 2m, H = 0.03m et ΔT= 35K)

Les figures IV.65 et IV.66 montrent l'évolution de la température moyenne de sortie de l'air en fonction de la température de l'absorbeur et du nombre de Reynolds, respectivement, pour différentes formes. Il a été constaté que l'augmentation de la température de l'absorbeur augmente significativement la température du fluide à la sortie, pour les trois formes étudier. Aussi, il y a une faible différence dans la température moyenne du fluide à la sortie entre les trois formes de nervures.

De plus, en consultant la figure IV.66, dans la gamme du nombre de Reynolds modifier $63000 \leq Re_w \leq 94500$, la température de l'air à la sortie du canal augmente d'environ 12.7°C, par rapport au cas d'un canal lisse, avec une faveur pour la forme semi-circulaire des nervures. Il est remarquable que la température moyenne de l'air à la sortie du canal augmente en augmentant le nombre de Reynolds jusqu'à $Re_w = 69300$. Au-delà de cette valeur, la température moyenne du fluide à la sortie du canal commence a diminué par l'effet de l'augmentation de la vitesse d'écoulement.

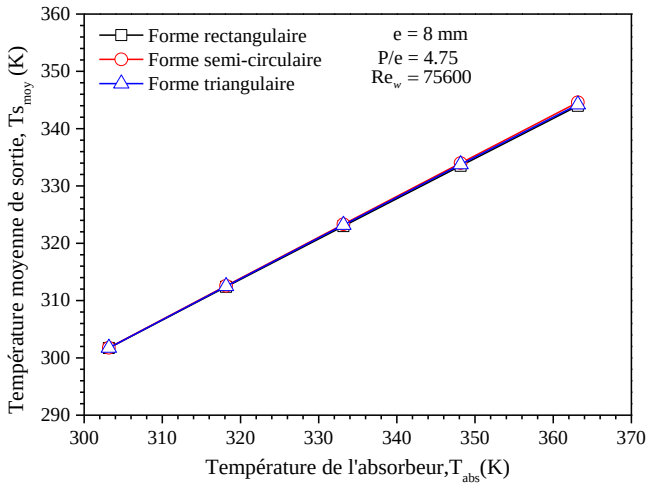


Figure IV.65 : Evolution de la température moyenne de sortie en fonction de la température de l'absorbeur pour différentes formes

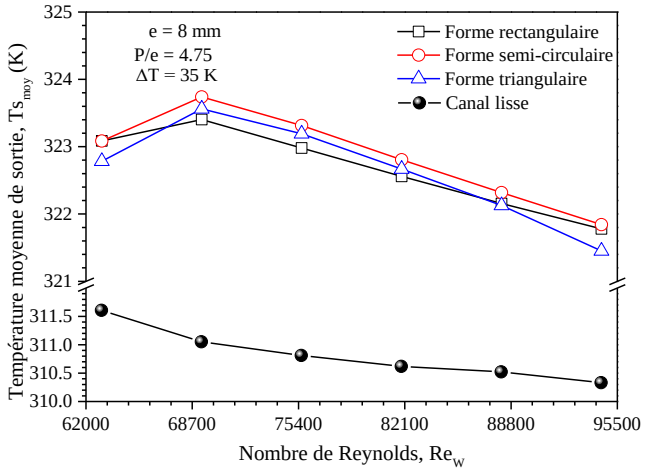


Figure IV.66 : Evolution de la température moyenne de sortie en fonction de nombre de Reynolds (Re_w), pour différentes formes

Les figures IV.67 et IV.68 illustrent, respectivement, l'évolution du nombre de Nusselt moyen en fonction de la température de l'absorbeur et du nombre de Reynolds pour différentes formes de nervures. Il est clair que, pour les trois formes, le taux de transfert de chaleur diminue en augmentant la température de l'absorbeur. Aussi, on remarque que la forme triangulaire et la forme semi-circulaire des nervures présente, respectivement, une amélioration du transfert thermique d'environ 18% et 14% par rapport à la forme rectangulaire.

Le nombre de Nusselt moyen pour les trois géométries à tendance à augmenter avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Il convient de noter que pour des grands nombres de Reynolds, le nombre de Nusselt moyen dans le canal à nervures triangulaire est le plus grand, suivi de celui à nervures semi-circulaire, et celui du canal à nervures rectangulaire est le moins élevé, avec une amélioration du taux de transfert de chaleur à Re_w= 94500 par rapport au canal lisse de 72.7%, 65.1% et 42.6%, respectivement.

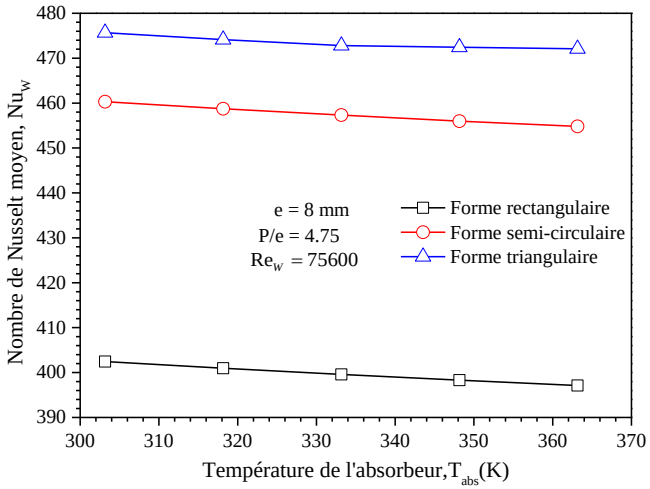


Figure IV.67 : Evolution de nombre de Nusselt moyen (Nu_w) en fonction de la température de l'absorbeur pour différentes formes

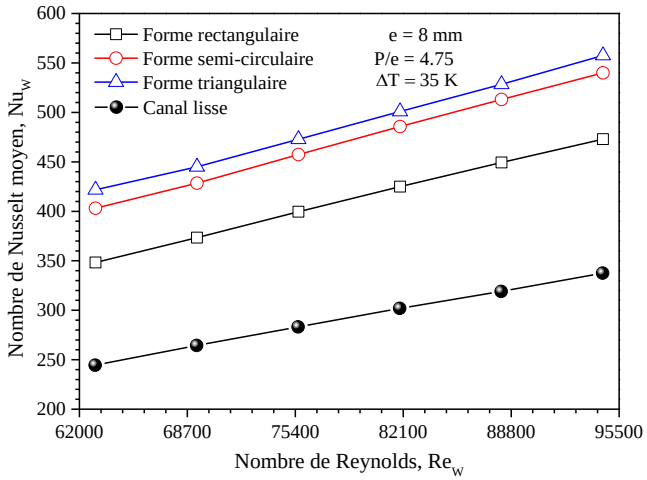


Figure IV.68 : Evolution de nombre de Nusselt moyen (Nu_w) en fonction de nombre de Reynolds (Re_w), pour différentes formes

L'évolution du coefficient de frottement moyen en fonction de la température de l'absorbeur pour différents formes est illustrée dans la figure IV.69. Il est a noté que le coefficient de frottement moyen augmente tout en augmentant la température de l'absorbeur et les nervures en forme semi-circulaire présentent le plus grand coefficient de frottement.

La figure IV.70 montre la variation du coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds pour des canaux de différentes formes de nervure et un canal lisse. Évidemment, le coefficient de frottement diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds. En comparaison avec le canal lisse, le coefficient de frottement du canal à nervures semi-circulaire, le canal à nervures triangulaires et le canal à nervures rectangulaires, pour un nombre de Reynolds de 75600, augmente de 98% ~ 2 fois, 82.3% ~ 1.8 fois et 45.3% ~ 1.5 fois, respectivement. Ceci est principalement attribué à l'effet barrière des nervures sur l'écoulement principal du canal.

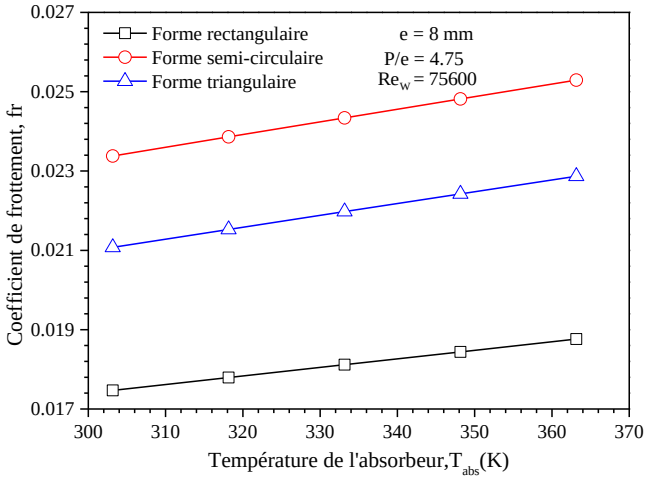


Figure IV.69 : Evolution du coefficient de frottement moyen en fonction de la température de l'absorbeur pour différentes formes

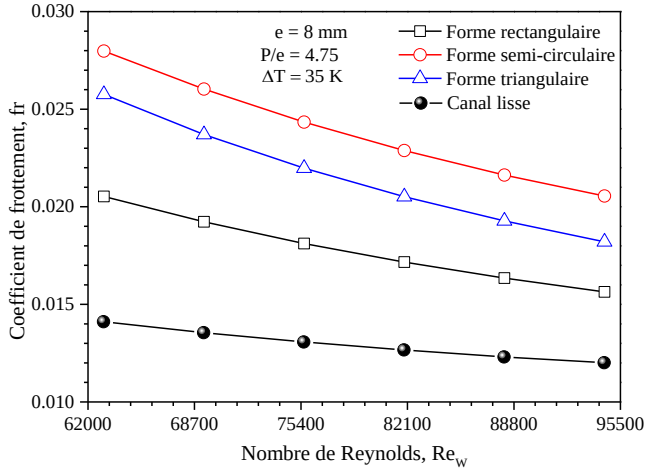


Figure IV.70 : Evolution du coefficient de frottement moyen en fonction de nombre de Reynolds (Re$_w$), pour différentes formes

L'évolution du paramètre de performance thermo-hydraulique (THPP) en fonction de la température de l'absorbeur pour différents formes est présenté en figure IV.71. Il a été constaté que la variation du paramètre de performance thermo-hydraulique est quasi constante (< 1%) lorsque la température de l'absorbeur augmente.

La figure IV.72 montre la variation du paramètre de performance thermo-hydraulique (THPP) en fonction du nombre de Reynolds pour des canaux nervurés de différentes formes. Il a été constaté que le paramètre de performance thermo-hydraulique tend à augmenter avec l'augmentation du nombre de Reynolds lorsque Re > 69300. De plus, le canal à nervure triangulaire possède le paramètre de performance thermo-hydraulique le plus élevé parmi les trois canaux nervurés, tandis que le canal nervuré rectangulaire a le paramètre de performance thermo-hydraulique le plus bas.

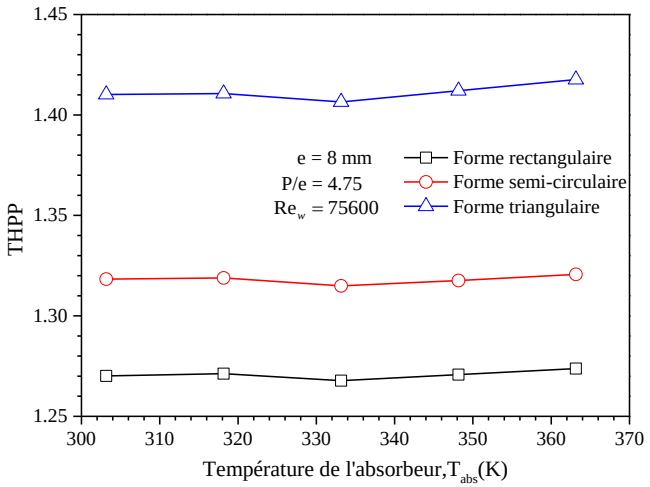


Figure IV.71 : Evolution du paramètre de performance thermo-hydraulique (THPP) en fonction de la température de l'absorbeur pour différentes formes

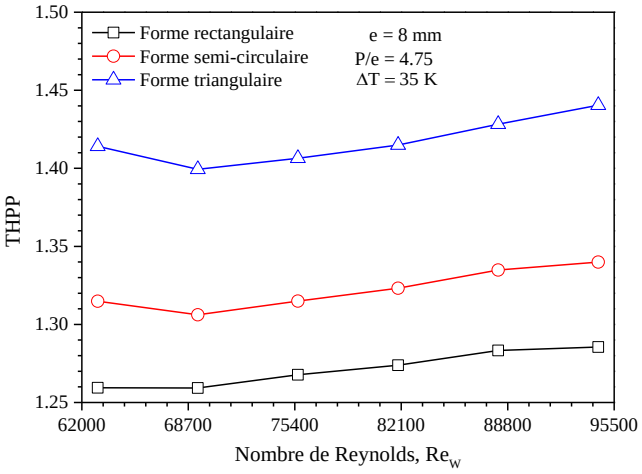


Figure IV.72 : Evolution du paramètre de performance thermo-hydraulique (THPP) en fonction de nombre de Reynolds (Re_w), pour différentes formes

Les figures IV.73 et IV.74 illustrent l'évolution du rendement thermique en fonction de la température de l'absorbeur et du nombre de Reynolds (Re_w), respectivement, pour différentes formes de nervures. Il est remarquable que le rendement thermique augmente significativement avec l'augmentation de la température de l'absorbeur et du nombre de Reynolds simultanément avec une différence négligeable entre les différentes formes. En comparant les trois formes de nervures avec le cas d'un canal lisse, Il est a noté qu'avec l'augmentation du nombre de Reynolds, le rendement thermique a augmenté en maximum à Reynolds égal à 75600 de 96.3%, 98.9% et 98%, respectivement pour les nervures en forme rectangulaire, semi-circulaire et triangulaire.

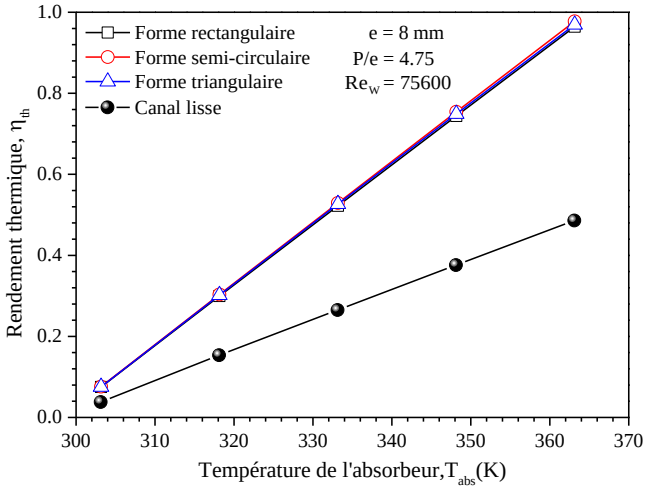


Figure IV.73 : Evolution du rendement thermique en fonction de la température de l'absorbeur pour différentes formes

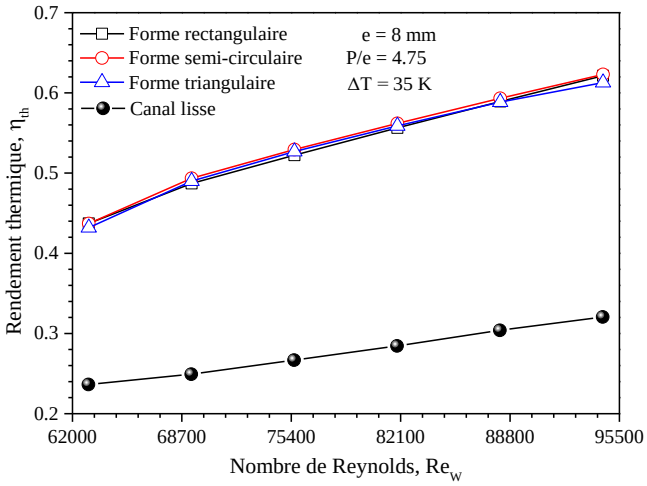


Figure IV.74 : Evolution du rendement thermique en fonction de nombre de Reynolds (Re_w), pour différentes formes

Conclusion Générale

Conclusion générale

Une étude numérique de l'écoulement et du transfert de chaleur par convection forcée laminaire et turbulente bidimensionnelle dans un canal horizontal (séchoir solaire plan) a été effectuée. Premièrement, Un code personnel en langage « Fortran » basé sur la méthode des éléments finis a été élaboré à fin d'analyser l'amélioration des performances thermo-hydrodynamique d'un séchoir solaire horizontal. En suit, le logiciel commercial « Ansys-Fluent » a été utilisé pour simuler l'écoulement et le transfert de chaleur par convection forcée turbulente dans un capteur à air contenant des ailettes.

Deux applications ont été achevées, la première application « A » consiste à étudier l'effet de la régulation thermique sur le comportement de l'écoulement et du transfert de chaleur dans un canal longitudinal. Les principaux résultats sont les suivants :

- Un modèle mathématique décrivant le processus de transfert de chaleur à travers le canal du séchoir solaire a été développé.
- Le processus de régulation a permis d'atteindre rapidement une température de séchage appropriée.
- Afin d'optimiser la température de l'air du séchage, Le taux d'injection de l'air doit être proportionnel à l'intensité du rayonnement solaire.

Ce travail a fait l'objet d'une publication internationale dans la revue internationale « **Instrumentation Mesure Metrologie** », intitulée :

« **Numerical Study of a Longitudinal Solar Dryer in Semi-Arid Area; Case Study** ».

Pour la deuxième application « B », nous avons optimisé les paramètres physiques et géométriques du canal d'un séchoir solaire horizontal et étudié l'effet de l'intégration des obstacles sur les performances thermo-hydrodynamiques de ce séchoir. Le modèle de turbulence RNG k-ε utilisé nous a permis d'avoir un bon accord entre nos résultats numériques et les corrélations empiriques présentées par Dittus-Boelter [117] et Blasius [118] pour un canal à profil lisse. Les principaux résultats de cette partie sont les suivants :

- L'augmentation de la longueur de l'absorbeur provoque, d'une part, une élévation de la température de l'air à la sortie du canal, et d'autre part, une diminution de l'efficacité thermique du capteur.
- Le choix de la longueur du canal dépend de la gamme de température de séchage souhaitée.
- Une meilleure amélioration du taux de transfert de chaleur a été enregistrée pour une valeur optimale de la hauteur du canal dans la gamme $20\ mm \leq H \leq 40\ mm$.

- L'efficacité thermique optimale du système a été enregistrer pour la hauteur du canal de 30mm.
- L'augmentation de la température de l'absorbeur provoque, une augmentation de la température de l'air à la sortie du canal et par conséquent, une augmentation de l'efficacité thermique du capteur.
- L'augmentation de la vitesse de l'écoulement principal provoque une augmentation de l'efficacité thermique du capteur solaire à air.
- Une augmentation de la hauteur de la rugosité relative (e/D) entraîne une augmentation du paramètre de performance thermo-hydraulique (THPP) avec des proportions décroissantes.
- Le paramètre de performance thermo-hydraulique (THPP) prend sa valeur maximale pour un pas de la rugosité relative optimal P/e = 12.5.
- Le rendement thermique atteint sa valeur maximale pour une valeur de pas de la rugosité relative P/e = 4.75.
- Les nervures triangulaires possèdent le paramètre de performance thermo-hydraulique le plus élevé parmi les trois types de nervures.

Références Bibliographiques

[1] M. E. Mashau, J. N. Moyane, and I. A. Jideani, "Assessment of post harvest losses of fruits at Tshakhuma fruit market in Limpopo Province, South Africa," *African J. Agric. Res.*, vol. 7, no. 29, pp. 4145–4150, 2012, doi: 10.5897/AJAR12.392.

[2] G. Babagana, K. Silas, and B. G. Mustafa, "Design and construction of forced/natural convection solar vegetable dryer with heat storage," *researchgate.net*, vol. 7, no. 10, 2012.

[3] V. Badgujar, "An experimental investigation of solar dryer with regenerative desiccant material for multicrops," *Int. J. Eng. Res. Appl.*, vol. 2, no. 3, pp. 3144–3149, 2012, Accessed: Dec. 30, 2020. [Online]. Available: http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.416.5712&rep=rep1&type=pdf

[4] L. M. Bal, S. Satya, and S. N. Naik, "Solar dryer with thermal energy storage systems for drying agricultural food products: A review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 14, no. 8, pp. 2298–2314, doi: 10.1016/j.rser.2010.04.014.

[5] B. Kumar, V. KUMAR, and H. K. SINGH, "Analysis of Thermal Performance of Solar Air Dryer for Three Different Absorber," vol. 3, no. 4, pp. 1087–1092, 2015.

[6] B. Basumatary *et al.*, "Design, Construction and Calibration of Low Cost Solar Cabinet Dryer," 2013. [Online]. Available: http://www.ripublication.com/ijeem.htm

[7] N. L. Panwar, S. C. Kaushik, and S. Kothari, "State of the art of solar cooking: An overview," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, no. 6, pp. 3776–3785, 2012, doi: 10.1016/j.rser.2012.03.026.

[8] A. Midilli, "Determination of pistachio drying behaviour and conditions in a solar drying system," *Int. J. Energy Res.*, vol. 25, no. 8, pp. 715–725, Jun. 2001, doi: 10.1002/er.715.

[9] A. G. M. B. Mustayen, S. Mekhilef, and R. Saidur, "Performance study of different solar dryers: A review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 34, pp. 463–470, 2014, doi: 10.1016/j.rser.2014.03.020.

[10] A. Agrawal and R. M. Sarviya, "A review of research and development work on solar dryers with heat storage," *Int. J. Sustain. Energy*, vol. 35, no. 6, pp. 583–605, Jul. 2016, doi: 10.1080/14786451.2014.930464.

[11] C. O. Perera, "Selected quality attributes of dried foods," *Drying Technology*, vol. 23, no. 4. pp. 717–730, 2005. doi: 10.1081/DRT-200054180.

[12] M. Zhang, H. Chen, A. S. Mujumdar, J. Tang, S. Miao, and Y. Wang, "Recent developments in high-quality drying of vegetables, fruits, and aquatic products," *Crit. Rev. Food Sci. Nutr.*, vol. 57, no. 6, pp. 1239–1255, Apr. 2017, doi: 10.1080/10408398.2014.979280.

[13] P. C. Phadke, P. V. Walke, and V. M. Kriplani, "A review on indirect solar dryers," *ARPN J. Eng. Appl. Sci.*, vol. 10, no. 8, pp. 3360–3371, 2015.

[14] O. V Ekechukwu and B. Norton, "Review of solar - energy drying systems II : an overview of solar drying technology," *Energy Convers. Manag.*, vol. 40, pp. 615–655, 1999, doi: 10.1016/S0196-8904(98)00092-2.

[15] M. A. Basunia and T. Abe, "Thin-layer solar drying characteristics of rough rice under natural convection," *J. Food Eng.*, vol. 47, pp. 295–301, 2001, doi: 10.1016/S0260-8774(00)00133-3.

[16] K. S. Jairaj, S. P. Singh, and K. Srikant, "A review of solar dryers developed for grape drying," *Sol. energy*, vol. 83, no. 9, pp. 1698–1712, 2009, doi: 10.1016/j.solener.2009.06.008.

[17] M. Kumar, S. K. Sansaniwal, and P. Khatak, "Progress in solar dryers for drying various commodities," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 55, pp. 346–360, 2016, doi: 10.1016/j.rser.2015.10.158.

[18] C. L. Hii, S. V Jangam, S. P. Ong, and A. S. Mujumdar, *Solar Drying: Fundamentals,Applications and Innovations*. Authors of individual chapter, 2012.

[19] A. Chavan, V. Vitankar, A. Mujumdar, and B. Thorat, "Natural convection and direct type (NCDT) solar dryers: a review," *Dry. Technol.*, 2020, doi: 10.1080/07373937.2020.1753065.

[20] S. Sokhansanj and D. S. Jayas, "Drying of foodstuffs," in *Handbook of Industrial Drying, Fourth Edition*, 2014. doi: 10.1201/b17208.

[21] M. G. Green and D. Schwarz, "Solar Drying Technology for Food Preservation," *Energy*, vol. 49, no. 0, pp. 1–8, 2001.

[22] M. I. Fadhel, R. A. Abdo, B. F. Yousif, A. Zaharim, and K. Sopian, "Thin-layer drying characteristics of banana slices in a force convection indirect solar drying," in *Proceedings of the6th IASME / WSEAS*

International Conference on Energy and Environment, EE'11: Recent Researches in Energy and Environment, 23-25 Feb 2011, pp. 310–315.

[23] M. A. Hossain, B. M. A. Amer, and K. Gottschalk, "Hybrid solar dryer for quality dried tomato," *Dry. Technol.*, vol. 26, no. 12, pp. 1591–1601, 2008, doi: 10.1080/07373930802467466.

[24] D. Parikh and G. D. Agrawal, "Solar drying in hot and dry climate of Jaipur, India," *Int. J. Renew. Energy Res.*, vol. 1, no. 4, pp. 224–231, 2011, doi: 10.20508/ijrer.76143.

[25] S. Ghatrehsamani and A. Zomorodian, "Impacts of drying air temperature, bed depth and air flow rate on walnut drying rate in an indirect solar dryer," *Int. J. Agric. Sci.*, vol. 4, no. 6, pp. 253–256, Jul. 2012, doi: 10.9735/0975-3710.4.6.253-256.

[26] D. Mennouche, B. Bouchekima, S. Boughali, and H. Bouguettaia, "Sechage Solaire De La Tomate Dans Un Sechoir Indirect a Convection Naturelle," *Conférence Int. sur le Génie des Procédés-CIGP'07*, no. November 2014, 2007, doi: 10.13140/2.1.4774.6243.

[27] M. A. Hossain and B. K. Bala, "Drying of hot chilli using solar tunnel drier," *Elsevier*, vol. 81, pp. 85–92, 2006, doi: 10.1016/j.solener.2006.06.008.

[28] I. N. Ramos, T. R. S. Brandão, and C. L. M. Silva, "Simulation of solar drying of grapes using an integrated heat and mass transfer model," *Renew. Energy*, vol. 81, pp. 896–902, 2015, doi: 10.1016/j.renene.2015.04.011.

[29] D. V. N. Lakshmi, P. Muthukumar, A. Layek, and P. K. Nayak, "Performance analyses of mixed mode forced convection solar dryer for drying of stevia leaves," *Sol. Energy*, vol. 188, pp. 507–518, 2019, doi: 10.1016/j.solener.2019.06.009.

[30] L. V. Erick César, C. M. Ana Lilia, G. V. Octavio, P. F. Isaac, and B. O. Rogelio, "Thermal performance of a passive, mixed-type solar dryer for tomato slices (Solanum lycopersicum)," *Renew. Energy*, vol. 147, pp. 845–855, 2020, doi: 10.1016/j.renene.2019.09.018.

[31] A. Djebli, S. Hanini, O. Badaoui, and M. Boumahdi, "A new approach to the thermodynamics study of drying tomatoes in mixed solar dryer," *Sol. Energy*, vol. 193, no. September, pp. 164–174, 2019, doi: 10.1016/j.solener.2019.09.057.

[32] B. M. A. Amer, M. A. Hossain, and K. Gottschalk, "Design and performance evaluation of a new hybrid solar dryer for banana," *Energy Convers. Manag.*, vol. 51, no. 4, pp. 813–820, 2010, doi: 10.1016/j.enconman.2009.11.016.

[33] E. W. Michael Bassey and O. Schmidt, "Problems and solutions for natural convection solar crop drying.," in *Solar Drying in Africa – Proceedings of Food Drying Workshop (IDRC-255e) , Dakar, Senegal*, 1986, pp. 207–233.

[34] J. Prasad and V. K. Vijay, "Experimental studies on drying of Zingiber officinale, Curcuma longa l. and Tinospora cordifolia in solar-biomass hybrid drier," *Renew. Energy*, vol. 30, pp. 2097–2109, 2005, doi: 10.1016/j.renene.2005.02.007.

[35] L. Bennamoun and A. Belhamri, "Design and simulation of a solar dryer for agriculture products," *J. Food Eng.*, vol. 59, no. 2–3, pp. 259–266, 2003, doi: 10.1016/S0260-8774(02)00466-1.

[36] M. Abujazar, S. Fatihah, and A. Kabeel, "Seawater desalination using inclined stepped solar still with copper trays in a wet tropical climate," *Desalination*, vol. 423, pp. 141–148, 2017, doi: http://dx.doi.org/10.1016/j.desal.2017.09.020.

[37] L. Evangelisti, C. Guattari, and F. Asdrubali, "On the sky temperature models and their influence on buildings energy performance: A critical review," *Energy Build.*, vol. 183, pp. 607–625, 2019, doi: 10.1016/j.enbuild.2018.11.037.

[38] W. C. Swinbank, "Long-wave radiation from clear skies," *Q. J. R. Meteorol. Soc.*, vol. 89, no. 381, pp. 339–348, 1963, doi: 10.1002/qj.49708938105.

[39] K. S. Ong, "Thermal performance of solar air heaters: Mathematical model and solution procedure," *Sol. Energy*, vol. 55, no. 2, pp. 93-109, 1995, doi: 10.1016/0038-092X(95)00021-I.

[40] O. V. Ekechukwu and B. Norton, "Review of solar-energy drying systems III: Low temperature air-heating solar collectors for crop drying applications," *Energy Convers. Manag.*, vol. 40, pp. 657–667, 1999, doi: 10.1016/S0196-8904(98)00094-6.

[41] S. Satcunanathan and S. Deonarine, "A two-pass solar air heater," *Sol. Energy*, 1973, doi: 10.1016/0038-092X(73)90004-2.

[42] J. P. Chiou, M. M. El-Wakil, and J. A. Duffie, "A slit-and -expanded aluminum-foil matrix solar

collector," *Sol. Energy*, vol. 9, no. 2, pp. 73–80, 1965, doi: 10.1016/0038-092X(65)90206-9.

[43] F. L. Lansing, V. Clarke, and R. Reynolds, "A high performance porous flat-plate solar collector," *Energy*, vol. 4, no. 4, pp. 685–694, 1979, doi: 10.1016/0360-5442(79)90090-2.

[44] A. K. Kapardar and D. R. P. Sharma, "Experimental investigation of solar air heater using porous medium," *Int. J. Mech. Eng. Technol.*, vol. 3, no. 2, pp. 387–396, 2012.

[45] B. Gupta, J. K. Waiker, G. P. Manikpuri, and B. S. Bhalavi, "Experimental Analysis of Single and Double Pass Smooth Plate Solar Air Collector with and without Porous Media," *Am. J. Eng. Res.*, vol. 02, no. 12, pp. 144–149, 2013, [Online]. Available: www.ajer.org

[46] P. Verma and L. Varshney, "Parametric investigation on thermo-hydraulic performance of wire screen matrix packed solar air heater," *Sustain. Energy Technol. Assessments*, vol. 10, pp. 40–52, 2015, doi: 10.1016/j.seta.2015.02.002.

[47] Varun, R. P. Saini, and S. K. Singal, "A review on roughness geometry used in solar air heaters," *Sol. Energy*, vol. 81, no. 11, pp. 1340–1350, 2007, doi: 10.1016/j.solener.2007.01.017.

[48] M. A. Karim and M. N. A. Hawlader, "Performance investigation of flat plate, v-corrugated and finned air collectors," *Energy*, vol. 31, no. 4, pp. 452–470, 2006, doi: 10.1016/j.energy.2005.03.007.

[49] M. A. Karim, E. Perez, and Z. M. Amin, "Mathematical modelling of counter flow v-grove solar air collector," *Renew. Energy*, vol. 67, pp. 192–201, 2014, doi: 10.1016/j.renene.2013.11.027.

[50] A. M. Aboghrara, B. T. H. T. Baharudin, M. A. Alghoul, N. M. Adam, A. A. Hairuddin, and H. A. Hasan, "Performance analysis of solar air heater with jet impingement on corrugated absorber plate," *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 10, pp. 111–120, 2017, doi: 10.1016/j.csite.2017.04.002.

[51] A. S. Yadav and J. L. Bhagoria, "A CFD based thermo-hydraulic performance analysis of an artificially roughened solar air heater having equilateral triangular sectioned rib roughness on the absorber plate," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 70, pp. 1016–1039, 2014, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.11.074.

[52] R. Karwa, S. C. Solanki, and J. S. Saini, "Thermo-hydraulic performance of solar air heaters having integral chamfered rib roughness on absorber plates," *Energy*, vol. 26, no. 2, pp. 161–176, 2001, doi: 10.1016/S0360-5442(00)00062-1.

[53] F. Chabane, N. Moummi, and S. Benramache, "Experimental study of heat transfer and thermal performance with longitudinal fins of solar air heater," *J. Adv. Res.*, vol. 5, no. 2, pp. 183–192, 2014, doi: 10.1016/j.jare.2013.03.001.

[54] N. M. Phu, N. T. Luan, N. M. Phu, N. T. Luan, and N. T. Luan, "A Review of Energy and Exergy Analyses of a Roughened Solar Air Heater," *J. Adv. Res. Fluid Mech. Therm. Sci.*, vol. 77, no. 2, pp. 160–175, 2020, doi: 10.37934/arfmts.77.2.160175.

[55] A. Sanghi, R. P. K. Ambrose, and D. Maier, "CFD simulation of corn drying in a natural convection solar dryer," *Dry. Technol.*, vol. 36, no. 7, pp. 859–870, 2018, doi: 10.1080/07373937.2017.1359622.

[56] I. N. Simate, "Simulation of the mixed-mode natural-convection solar drying of maize," *Dry. Technol.*, vol. 19, no. 6, pp. 1137–1155, 2001, doi: 10.1081/DRT-100104810.

[57] G. N. Tiwari, T. Das, C. R. Chen, and P. Barnwal, "Energy and exergy analyses of greenhouse fish drying," *Int. J. Exergy*, vol. 6, no. 5, pp. 620–636, 2009, doi: 10.1504/IJEX.2009.027493.

[58] J. K. Afriyie, H. Rajakaruna, M. A. A. Nazha, and F. K. Forson, "Mathematical modelling and validation of the drying process in a Chimney-Dependent Solar Crop Dryer," *Energy Convers. Manag.*, vol. 67, pp. 103–116, 2013, doi: 10.1016/j.enconman.2012.11.007.

[59] W. Amjad, A. Munir, A. Esper, and O. Hensel, "Spatial homogeneity of drying in a batch type food dryer with diagonal air flow design," *J. Food Eng.*, vol. 144, pp. 148–155, 2015, doi: 10.1016/j.jfoodeng.2014.08.003.

[60] A. K. Mahapatra, L. Imre, J. Barcza, A. Bitaif, and I. Farkast, "Simulation of a directly irradiated solar dryer with integrated collector," *Int. J. Ambient Energy*, vol. 15, no. 4, pp. 185–194, 1994, doi: 10.1080/01430750.1994.9675654.

[61] P. Singh Chauhan, A. Kumar, and P. Tekasakul, "Applications of software in solar drying systems: A review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 51, pp. 1326–1337, 2015, doi: 10.1016/j.rser.2015.07.025.

[62] S. D. R. S. D. Rajkotia, V. H. M. V. H. Modi, and R. J. C. R. J. Chauhan, "Performance Improvement of Solar Dryer," *Int. J. Sci. Res.*, vol. 2, no. 5, pp. 142–144, 2012, doi: 10.15373/22778179/may2013/50.

[63] V. M. Romero, E. Cerezo, M. I. Garcia, and M. H. Sanchez, "Simulation and validation of vanilla drying process in an indirect solar dryer prototype using CFD Fluent program," *Energy Procedia*, vol. 57, pp.

1651–1658, 2014, doi: 10.1016/j.egypro.2014.10.156.

[64] E. Mathioulakis, V. T. Karathanos, and V. G. Belessiotis, "Simulation of air movement in a dryer by computational fluid dynamics: Application for the drying of fruits," *J. Food Eng.*, vol. 36, no. 2, pp. 183–200, 1998, doi: 10.1016/S0260-8774(98)00026-0.

[65] P. S. Mirade, "Prediction of the air velocity field in modern meat dryers using unsteady computational fluid dynamics (CFD) models," *J. Food Eng.*, vol. 60, no. 1, pp. 41–48, 2003, doi: 10.1016/S0260-8774(03)00009-8.

[66] D. P. Margaris and A. G. Ghiaus, "Dried product quality improvement by air flow manipulation in tray dryers," *J. Food Eng.*, vol. 75, no. 4, pp. 542–550, 2006, doi: 10.1016/j.jfoodeng.2005.04.037.

[67] W. Chen and M. Qu, "Analysis of the heat transfer and airflow in solar chimney drying system with porous absorber," *Renew. Energy*, vol. 63, pp. 511–518, 2014, doi: 10.1016/j.renene.2013.10.006.

[68] A. Ghaffari and R. Mehdipour, "Modeling and Improving the Performance of Cabinet Solar Dryer Using Computational Fluid Dynamics," *Int. J. Food Eng.*, vol. 11, no. 2, pp. 157–172, 2015, doi: 10.1515/ijfe-2014-0266.

[69] Y. Amanlou and A. Zomorodian, "Applying CFD for designing a new fruit cabinet dryer," *J. Food Eng.*, vol. 101, no. 1, pp. 8–15, 2010, doi: 10.1016/j.jfoodeng.2010.06.001.

[70] D. Chaatouf *et al.*, "Trays Effect on the Dynamic and Thermal Behavior of an Indirect Solar Dryer Using CFD Method," in *Proceedings of the 2nd International Conference on Electronic Engineering and Renewable Energy Systems. ICEERE 2020. Lecture Notes in Electrical Engineering*, 2020, no. vol 681, pp. 691–697. doi: https://doi.org/10.1007/978-981-15-6259-4_72.

[71] S. Khaldi, A. N. Korti, and S. Abboudi, "Applying CFD for studying the dynamic and thermal behavior of an indirect solar dryer: Paramertric analysis," *Mech. Mech. Eng.*, vol. 22, no. 1, pp. 253–272, 2018, doi: 10.2478/mme-2018-0022.

[72] D. Jain, "Modeling the performance of the reversed absorber with packed bed thermal storage natural convection solar crop dryer," *J. Food Eng.*, vol. 78, no. 2, pp. 637–647, 2007, doi: 10.1016/j.jfoodeng.2005.10.035.

[73] P. Demissie, M. Hayelom, A. Kassaye, A. Hailesilassie, M. Gebrehiwot, and M. Vanierschot, "Design, development and CFD modeling of indirect solar food dryer," *Energy Procedia*, vol. 158, pp. 1128–1134, 2019, doi: 10.1016/j.egypro.2019.01.278.

[74] A. S. Yadav and J. L. Bhagoria, "A CFD based heat transfer and fluid flow analysis of a conventional solar air heater," *J. Eng. Sci. Manag. Educ.*, vol. 6, no. 2, pp. 137–146, 2013.

[75] H. Ö. Güler *et al.*, "Experimental and CFD survey of indirect solar dryer modified with low-cost iron mesh," *Sol. Energy*, vol. 197, no. August 2019, pp. 371–384, 2020, doi: 10.1016/j.solener.2020.01.021.

[76] D. G. Desisa and G. D. Shekata, "Performance analysis of flat-plate and v-groove solar air heater through cfd simulation," *Int. J. Renew. Energy Dev.*, vol. 9, no. 3, pp. 369–381, 2020, doi: 10.14710/ijred.2020.30091.

[77] A. Mathur and G. D. Agrawal, "Thermal performance investigation and optimisation of fin type solar air heater - a CFD approach," *Prog. Comput. Fluid Dyn. An Int. J.*, vol. 16, no. 1, p. 58, 2016, doi: 10.1504/PCFD.2016.074220.

[78] S. V. Karmare and A. N. Tikekar, "Analysis of fluid flow and heat transfer in a rib grit roughened surface solar air heater using CFD," *Sol. Energy*, vol. 84, no. 3, pp. 409–417, 2010, doi: 10.1016/j.solener.2009.12.011.

[79] A. Chaube, P. K. Sahoo, and S. C. Solanki, "Analysis of heat transfer augmentation and flow characteristics due to rib roughness over absorber plate of a solar air heater," *Renew. Energy*, vol. 31, no. 3, pp. 317–331, 2006, doi: 10.1016/j.renene.2005.01.012.

[80] A. S. Yadav and J. L. Bhagoria, "A CFD based heat transfer and fluid flow analysis of a solar air heater provided with circular transverse wire rib roughness on the absorber plate," *Energy*, vol. 55, pp. 1127–1142, 2013.

[81] A. K. Sharma and N. S. Thakur, "CFD based fl uid fl ow and heat transfer analysis of a v shaped roughened surface solar air heater," *Int. J. Eng. Sci. Technol.*, vol. 4, no. 05, pp. 2115–2121, 2012.

[82] K. Nidhul, S. Kumar, A. K. Yadav, and S. Anish, "Enhanced thermo-hydraulic performance in a V-ribbed triangular duct solar air heater: CFD and exergy analysis," *Energy*, vol. 200, p. 117448, 2020, doi: 10.1016/j.energy.2020.117448.

[83] Parag Jyoti Bezbaruah, Rajat Subhra Das, and B. K. Sarkar, "Solar Air Heater with Finned Absorber Plate and Helical Flow Path: A CFD Analysis," *Appl. Sol. Energy (English Transl. Geliotekhnika)*, vol. 56, no. 1, pp. 35–41, 2020, doi: 10.3103/S0003701X20010041.

[84] D. I. Pashchenko, "ANSYS Fluent CFD Modeling of Solar Air-Heater Thermoaerodynamics," *Appl. Sol. Energy (English Transl. Geliotekhnika)*, vol. 54, no. 1, pp. 32–39, 2018, doi: 10.3103/S0003701X18010103.

[85] S. V. Patankar, *Numerical heat transfer and fluid flow*. Hemisphere Pub. Corp., 1980.

[86] A. Hamouche, "Refroidissement a Air Des Composants électroniques par convection mixte," Université Mentouri Constantine, Algérie, 2007.

[87] G. Zhang, B. Sundén, and G. Xie, "Corrigendum to 'Combined experimental and numerical investigations on heat transfer augmentation in truncated ribbed channels designed by adopting fractal theory', International Communications in Heat and Mass Transfer 121 (2020) 105080," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 126, p. 105458, Jul. 2021, doi: 10.1016/J.ICHEATMASSTRANSFER.2021.105458.

[88] A. Bejan, *Convection heat transfer*, Fourth edi. John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, 2013.

[89] H. Lamb, *Hydrodynamics*, 6th Editio. New York, NY: Cambridge University Press (CUP), 1945.

[90] H. Tennekes and J. L. Lumley, *A First Course in Turbulence*. Mit Press Ltd, 1972. doi: 10.7551/mitpress/3014.001.0001.

[91] B. E. Launder and D. B. Spalding, "The Numerical Computation of Turbulent Flows," in *Numerical Prediction of Flow, Heat Transfer, Turbulence and Combustion*, Elsevier, 1983, pp. 96–116. doi: 10.1016/b978-0-08-030937-8.50016-7.

[92] N. C. Markatos and K. A. Pericleous, "Laminar and turbulent natural convection in an enclosed cavity," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 27, no. 5, pp. 755–772, May 1984, doi: 10.1016/0017-9310(84)90145-5.

[93] J. Piquet, *Turbulent Flows: Models and Physics*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1999. doi: 10.1007/978-3-662-03559-7.

[94] B. E. Launder and D. B. Spalding, "Lectures in Mathematical Models of Turbulence," *Acad. Press*, p. 176, 1972.

[95] Z. (John) Zhai, *Computational Fluid Dynamics for Built and Natural Environments*. Springer Nature Singapore Pte Ltd., 2020. doi: 10.1007/978-981-32-9820-0.

[96] R. N. Mathews, C. Balaji, and T. Sundararajan, "Computation of conjugate heat transfer in the turbulent mixed convection regime in a vertical channel with multiple heat sources," *Heat Mass Transf.*, vol. 43, no. 10, pp. 1063–1074, Aug. 2007, doi: 10.1007/s00231-006-0192-9.

[97] R. N. Mathews and C. Balaji, "Numerical simulation of conjugate, turbulent mixed convection heat transfer in a vertical channel with discrete heat sources," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 33, no. 7, pp. 908–916, 2006, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2006.02.013.

[98] S. V. Patankar and D. B. Spalding, *a Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-Dimensional Parabolic Flows*, vol. 15. Pergamon Press, Ltd, 1983. doi: 10.1016/b978-0-08-030937-8.50013-1.

[99] G. Forsythe and W. Wasow, *Finite-Difference Methods for Partial Differential Equations, Applied Mathematical Series*. Wiley, New York, 1960.

[100] M. Necati Özişik, H. R. B. Orlande, M. J. Colaço, and R. M. Cotta, *Finite difference methods in heat transfer*, Second Edi. CRC Press, 2017. doi: 10.1201/9781315121475.

[101] R. D. Richtmyer and K. W. Morton, *Difference methods for initial-value problems*, 2nd Editio. Krieger Pub Co, 1994.

[102] G. D. Smith, *Numerical Solution of Partial Differential Equations Finite Difference Methods*, 3rd ed. Clarendon Press, Oxford, 1985.

[103] H. K. Versteeg and W. Malalasekera, *An introduction to computational fluid dynamics : The finite volume method*, Second edi. Pearson Education Ltd, 2007.

[104] A. J. Baker, *Finite element computational fluid mechanics*. Hemisphere Pub. Corp, 1983.

[105] T. J. Chung, *Finite element analysis in fluid dynamics*. McGraw-Hill International Book Co, 1978.

[106] G. Comini, S. Del Giudice, and C. Nonino, *Finite element analysis in heat transfer : basic formulation and linear problems*. Taylor & Francis, 1994. Accessed: Jan. 16, 2019. [Online]. Available: https://books.google.dz/books/about/Finite_Element_Analysis_In_Heat_Transfer.html?id=HJvB_sli2qg

C&source=kp_cover&redir_esc=y

[107] V. Girault and P.-A. Raviart, *Finite Element Methods for Navier-Stokes Equations*, vol. 5. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 1986. doi: 10.1007/978-3-642-61623-5.

[108] O. C. Zienkiewicz, *The finite element method*. London ;;New York: McGraw-Hill, 1977. Accessed: Jan. 16, 2019. [Online]. Available: https://www.worldcat.org/title/finite-element-method/oclc/3205408

[109] A. Bin Daud, "A Study Of Solar Chimney Performance Using Fluent Software," 2010.

[110] M. Darwish, I. Sraj, and F. Moukalled, "A coupled finite volume solver for the solution of incompressible flows on unstructured grids," *J. Comput. Phys.*, vol. 228, no. 1, pp. 180–201, 2009, doi: 10.1016/j.jcp.2008.08.027.

[111] F. H. Harlow and J. E. Welch, "Numerical calculation of time-dependent viscous incompressible flow of fluid with free surface," *Phys. Fluids*, vol. 8, no. 12, pp. 2182–2189, 1965, doi: 10.1063/1.1761178.

[112] G. D. Raithby and G. E. Schneider, "Numerical solution of problems in incompressible fluid flow: Treatment of the velocity-pressure coupling," *Numer. Heat Transf.*, vol. 2, no. 4, pp. 417–440, 1979, doi: 10.1080/10407787908913423.

[113] S. V. Patankar, "A calculation procedure for two-dimensional elliptic situations," *Numer. Heat Transf.*, vol. 4, no. 4, pp. 409–425, 1981, doi: 10.1080/01495728108961801.

[114] J. P. Van Doormaal and G. D. Raithby, "Enhancements of the simple method for predicting incompressible fluid flows," *Numer. Heat Transf. An Int. J. Comput. Methodol.*, vol. 7, no. 2, pp. 147–163, 1984, doi: 10.1080/01495728408961817.

[115] R. . I. . Issa, "Solution of the Implicit Discretized Fluid Flow Equations by Operator Splitting," *Mech. Eng. Report. FS/82/15, lmperical Coll. London*, 1982.

[116] R. I. Issa, A. D. Gosman, and A. P. Watkins, "The computation of compressible and incompressible recirculating flows by a non-iterative implicit scheme," *J. Comput. Phys.*, vol. 62, no. 1, pp. 66–82, 1986, doi: 10.1016/0021-9991(86)90100-2.

[117] F. W. Dittus and L. M. K. Boelter, "Heat transfer in automobile radiators of the tubular type," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 12, no. 1, pp. 3–22, 1985.

[118] A. Lanjewar, J. L. Bhagoria, and R. M. Sarviya, "Heat transfer and friction in solar air heater duct with W-shaped rib roughness on absorber plate," *Energy*, vol. 36, no. 7, pp. 4531–4541, Jul. 2011, doi: 10.1016/J.ENERGY.2011.03.054.

[119] A. née Boulemtafes, "Simulation Numérique de l'Amélioration du Transfert de Chaleur dans les Capteurs Solaires à Air," *Univ. des Sci. la Technol. houari Boumediene*, p. 137, 2010, Accessed: Feb. 28, 2023. [Online]. Available: https://sci-hub.ru/https://www.cder.dz/vlib/cder_ft/cder_ft_00110.pdf

[120] David W. Weyburne, "A mathematical description of the fluid boundary layer," *Appl. Math. Comput.*, vol. 175, pp. 1675–1684, 2006, doi: 10.1016/j.amc.2005.09.012.

[121] R. L. Webb and E. R. G. Eckert, "Application of rough surfaces to heat exchanger design," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 15, no. 9, pp. 1647–1658, 1972, doi: 10.1016/0017-9310(72)90095-6.