



République Algérienne Démocratique et Populaire
Université Abou bekr Belkaid– Tlemcen
Faculté de Technologie
Département de génie mécanique

Mémoire

En vue de l'obtention du diplôme

de master en génie mécanique

Option : Génie thermique et énergies renouvelables

THÈME

**Modélisation des capteurs solaires plans à air munis
des ailettes et des chicanes**

Présenté par :

- DAHMANI Aissam
- SOUIDI Sofiane

Devant le jury :

| | | |
|----------------|-------------------------|-----------------------|
| Président : | KORTI Abdel Illeh Nabil | Université de Tlemcen |
| Examineurs : | ALIANE Abdenour | Université de Tlemcen |
| | BENSEDDIK Leila | Université de Tlemcen |
| Encadreur : | SAIM Rachid | Université de Tlemcen |
| Co-encadreur : | BENAMEUR Benamar | Université de Tlemcen |

Année universitaire: 2014-2015



République Algérienne Démocratique et Populaire
Université Abou bekr Belkaid– Tlemcen
Faculté de Technologie
Département de génie mécanique

Mémoire

En vue de l'obtention du diplôme

de master en génie mécanique

Option : Génie thermique et énergies renouvelables

THÈME

**Modélisation des capteurs solaires plans à air munis
des ailettes et des chicanes**

Présenté par :

- DAHMANI Aissam
- SOUIDI Sofiane

Devant le jury :

| | | |
|----------------|-------------------------|-----------------------|
| Président : | KORTI Abdel Illeh Nabil | Université de Tlemcen |
| Examineurs : | ALIANE Abdenour | Université de Tlemcen |
| | BENSEDDIK Leila | Université de Tlemcen |
| Encadreur : | SAIM Rachid | Université de Tlemcen |
| Co-encadreur : | BENAMEUR Benamar | Université de Tlemcen |

Année universitaire: 2014-2015

Remerciement

Un grand merci à Dieu de nous avoir guidé vers le bon chemin de la lumière et de savoir.

*Nous tenons à remercier notre encadreur professeur **SAIM Rachid** et notre Co-encadreur monsieur **BENAMEUR Benamar**, pour leurs orientations éclairées, et leurs aides pour élaborer notre projet.*

*Nous remercions monsieur le docteur **KORTI Abdel Illeh Nabil** d'avoir accepté d'examiner et de présider le jury de ce mémoire, et aussi monsieur **ALIANE Abdenour** et madame **BENSEDDIK Leila** pour l'intérêt qu'ils ont porté en acceptant d'examiner ce travail.*

Enfin Nous remercions tous personnes de près ou de loin qui ont aidés à la réalisation de ce travail.

Dahmani Aissam & Souidi Sofiane

Dédicace

C'est avec une joie et un réel plaisir que je dédie ce mémoire à :

Mes chers parents :

A mon très cher Père :

Aucune dédicace ne saurait exprimer l'amour, l'estime, le dévouement et le respect que j'ai toujours eu pour vous. Rien au monde ne vaut les efforts fournis jour et nuit pour mon éducation et mon bien être. Ce travail est le fruit de tes sacrifices que tu as consentis pour mon éducation et ma formation.

A ma très chère mère :

Affable, honorable, aimable : Tu représentes pour moi le symbole de la bonté par excellence, la source de tendresse et l'exemple du dévouement qui n'a pas cessé de m'encourager et de prier pour moi.

Ta prière et ta bénédiction m'ont été d'un grand secours pour mener à bien mes études.

Aucune dédicace ne saurait être assez éloquente pour exprimer ce que tu mérites pour tous les sacrifices que tu n'as cessé de me donner depuis ma naissance, durant mon enfance et même à l'âge adulte.

« Que Dieu vous garde »

A ma très chère sœur : Ismahan et son époux Fethi et ces enfants Iness, Sidi Mouhamed et Islem

A mes très chers frères:

- *Ismail et sa épouse Salima et son enfant Adel*
- *Sidi Mouhamed Lahbib et son épouse Nadjjet et ces enfants Adem et Aridj*

A ma très chère personne : Hamla Ahlam Djadjiga qui ma toujours encouragé dans mes études, aucune dédicace ne pourra exprimer mon profond affection et respect.

A mes très chères amis : Hachemi, Sofiane, Khierddine, Zaoui Hadj Ahmed, Abdel Illah, Tayeb.

Dahmani Aissam

Dédicace

Je dédie ce modeste travail en signe de reconnaissance, de respect et de dévouement

avec un cœur plein d'humilité :

*A mes très chers parents qui n'ont jamais cessé de m'encourager pour entreprendre
mes études et atteindre mes objectifs et qui m'ont apporté leur aide scientifique,
matérielle et psychologique pour l'élaboration de ce travail,
je les remercie du fond du cœur d'être présents pour moi.*

A mes très chères deux sœurs

A mon très cher beau frère

A tous les membres de ma famille qui se reconnaîtront, tantes, oncles, cousins et cousines

A mes très chers amis qui m'ont apporté leur aide précieuse

A tous ceux qui m'ont aidé et encouragé pour l'élaboration de ce mémoire

Souidi Sofiane

ملخص

يتضمن موضوع المذكرة نمذجة الملتقطات الشمسية الهوائية في نظام ثابت و متغير في الزمن مع أخذ عينة إشعاعات الشمس بتلمسان، ثلاث أشكال (ملتقط زجاجي و ملتقط لا زجاجي بمر واحد و ثالث ملتقط بممرين ذو تدفق مزدوج)، نمذجت و حوكت بوجود زعانف و حواجز. طريقة الفوارق المنتهية تم استعمالها من أجل تجزأت الحد الزمني و حد التحميل الحراري في المعادلات. خوارزمية نيوتن رفسون استعملت لحل جملة المعادلات الغير خطية لإنحفاظ الطاقة الحرارية. المقاربة المستعملة في هذه الدراسة تمت مقارنتها و التحقق منها مع دراسة سابقة وذلك في النظام الثابت. التأثير التحسيني لإضافة الزعانف والحواجز تمت البرهنة عليه بنتائج مرضية في الحالتين الثابت والمتغير في الزمن.

الكلمات المفتاحية: الملتقطات الشمسية المستوية، الثابت، المتغيرة في الزمن، طريقة الفوارق المنتهية، خوارزمية نيوتن

رفسون.

Abstract

The work of this thesis is about the modeling of flat plate solar air heaters in steady and unsteady state, considering solar radiation in Tlemcen region. Three configurations of collectors (collector with and without glass cover, and collector with double cavity and double flow) were modeled and simulated with attached fins and baffles. The finite difference method was used to discretize temporal and convective terms. Newton-Raphson algorithm was called to resolve the non-linear system of equations based on heat balance. The employed approach was compared and validated with a reference in literature in the case of steady state. The enhanced effect of fins and baffles was proved with satisfying results for steady and unsteady state.

Keywords: flat plate solar collectors, steady, unsteady, fins, baffles, finite difference, Newton-Raphson Algorithm.

Résumé

Le travail de ce mémoire porte sur la modélisation des capteurs solaires plans à air en régime stationnaire et instationnaire en considérant le gisement solaire de Tlemcen.

Trois configurations (capteur vitré et non vitré avec une seule passe, et capteur avec double passe double flux) sont modélisées et simulées en présence des ailettes et des chicanes. La méthode des différences finies est utilisée pour discrétiser le terme temporel et le terme de convection. L'algorithme de Newton-Raphson est ainsi appelé pour résoudre le système d'équations non-linéaires du bilan de conservation. L'approche utilisée est comparée et validée par un travail issu de la littérature portant le cas du régime stationnaire. L'effet amélioratif des ailettes et des chicanes est montré avec un caractère satisfaisant pour les deux régimes stationnaire et instationnaire.

Mots clés: capteurs solaires plans, stationnaire, instationnaire, ailettes, chicanes, différence finis, algorithme de Newton-Raphson.

Nomenclature

| | | |
|--------------|---|-------------------|
| A_p | Surface totale de capteur | [m ²] |
| A_t | Surface totale de l'absorbeur avec ailettes | [m ²] |
| A_c | Surface totale de l'absorbeur sans ailettes | [m ²] |
| A_{ai} | Surface totale des ailettes | [m ²] |
| A_{aic} | Surface de la base des ailettes | [m ²] |
| A_{ch} | Surface des chicanes | [m ²] |
| T_1 | Température de vitrage | [°C] |
| T_f | Température du fluide | [°C] |
| T_2 | Température d'absorbeur | [°C] |
| T_3 | Température de la plaque | [°C] |
| T_{fe} | Température d'entrée du fluide | [°C] |
| T_{fs} | Température de sortie du fluide | [°C] |
| T_a | Température ambiante | [°C] |
| T_s | Température de la voûte céleste | [°C] |
| L | Longueur du capteur | [m] |
| W | Largeur du capteur | [m] |
| t | Distance entre vitrage et l'absorbeur | [m] |
| w_{ai} | Taille d'ailettes | [m] |
| t_{ai} | Epaisseur d'ailette | [m] |
| w_{ch} | Taille de chicane | [m] |
| t_{ch} | Distance entre chicane | [m] |
| n | Nombre des ailettes | |
| η_{ai} | Rendement des ailettes | |
| η_{ch} | Rendement des chicanes | |
| η | Rendement thermique | |
| η_{eff} | Rendement effectif | |
| η_{pm} | Rendement de la pompe | |
| V_w | Vitesse du vent | [m/s] |
| D_h | Diamètre hydraulique | [m] |
| S_e | Section mouillée | [m ²] |

| | | |
|------------------------|--|-----------------------|
| C_p | Chaleur spécifique | [J/kg K] |
| C_{pv} | Chaleur spécifique de vitrage | [J/kg K] |
| k_{ai} | Conductivité thermique des ailettes | [W/m K] |
| k | Conductivité thermique | [W/m K] |
| ρ_{ab} | Masse volumique de l'absorbeur | [kg/m ³] |
| ρ_v | Masse volumique du vitrage | [kg/m ³] |
| μ | Viscosité dynamique | [N s/m ²] |
| C_f | Facteur de frottement | |
| W_p | Travail de pompe | [J] |
| X_b | Épaisseur d'isolation | [m] |
| Re | Nombre de Reynolds | |
| σ | Constante de Stefan Boltzman | |
| H | Irradiation solaire | [W/m ²] |
| ξ | Emissivité | |
| α | Absorptivité | |
| τ | Transmittivité | |
| h | Coefficient de convection | [W/K m ²] |
| h_r | Coefficient rayonnant de transfert de chaleur | [W/K m ²] |
| h_w | Coefficient du vent | [W/K m ²] |
| $\{T^{(i)}\}$ | Vecteur des températures à l'itération i | |
| $\{T_{n+1}^{(i)}\}$ | Vecteur des températures à l'itération i à l'instant n+1 | |
| $\{R(T^{(i)})\}$ | Vecteur résiduel dans le cas stationnaire | |
| $\{R(T_{n+1}^{(i)})\}$ | Vecteur résiduel dans le cas instationnaire | |
| $[j_k(T^{(i)})]$ | Matrice Jacobienne dans le cas stationnaire | |
| $[j_k(T_{n+1}^{(i)})]$ | Matrice Jacobienne dans le cas instationnaire | |
| A | Ailette | |
| A/C | Ailette /Chicane | |
| C_f | Coefficient de frottement | |

Liste des figures

Chapitre 1

| | | |
|--------------|---|----|
| Figure 1.1. | Latitude et longitude..... | 4 |
| Figure 1.2. | Représentation du mouvement de la terre autour du soleil..... | 4 |
| Figure 1.3. | Position du soleil..... | 6 |
| Figure 1.4. | Composantes de rayonnement solaire..... | 8 |
| Figure 1.5. | Principe de fonctionnement..... | 9 |
| Figure 1.6. | Capteur plan non vitré..... | 10 |
| Figure 1.7. | Capteur plan vitré..... | 11 |
| Figure 1.8. | Concentrateur cylindro-parabolique..... | 12 |
| Figure 1.9. | Concentrateur parabolique..... | 12 |
| Figure 1.10. | Système de centrale à tour (héliostat)..... | 13 |

Chapitre 2

| | | |
|--------------|---|----|
| Figure 2.1. | Capteur solaire plan à air sans vitrage..... | 14 |
| Figure 2.2. | Capteur solaire plan avec vitrage..... | 15 |
| Figure 2.3. | Capteur solaire plan à air de deux vitrages..... | 17 |
| Figure 2.4. | Capteur solaire plan à air d'un seul passe avec cavité..... | 18 |
| Figure 2.5. | Capteur solaire plan à air de double passe avec un seul vitrage..... | 19 |
| Figure 2.6. | Capteur solaire plan à air de double passe avec double vitrage..... | 20 |
| Figure 2.7. | Nervures triangulaires..... | 21 |
| Figure 2.8. | Nervures inclinées et transversales..... | 22 |
| Figure 2.9. | Nervure sous forme de Z..... | 22 |
| Figure 2.10. | Plaque d'absorbeur rugueuse avec des nervures transversales continues.... | 23 |
| Figure 2.11. | Plaque d'absorbeur ayant la rugosité cannelée par nervure..... | 23 |
| Figure 2.12. | Plaque d'absorbeur ayant chanfreiné la rugosité cannelée par nervure..... | 24 |
| Figure 2.13. | Vue supérieure du capteur solaire avec des ailettes et des chicanes fixées sur l'absorbeur..... | 25 |
| Figure 2.14. | Schéma de principe d'un capteur solaire avec des ailettes et des chicanes..... | 25 |

Chapitre 3

| | | |
|-------------|--|----|
| Figure 3.1. | Capteur solaire plan d'un seul passe avec vitrage..... | 26 |
| Figure 3.2. | Capteur solaire plan sans vitrage..... | 26 |
| Figure 3.3. | Capteur solaire plan double passe avec vitrage..... | 26 |
| Figure 3.4. | Bilan énergétique des trois capteurs..... | 27 |
| Figure 3.5. | Circuits thermiques équivalents..... | 28 |
| Figure 3.6. | Sens d'écoulement dans une section de capteur solaire..... | 30 |
| Figure 3.7. | Vue supérieure d'un absorbeur avec ailettes et chicanes..... | 31 |
| Figure 3.8. | Section élémentaire..... | 34 |

Chapitre 4

| | | |
|--------------|--|----|
| Figure 4.1. | Comparaison des résultats avec Ong [2] pour $Re = 4000$ en considérant le régime transitoire pour $2300 < Re < 6000$ | 45 |
| Figure 4.2. | Comparaison des résultats avec Ong [2] en considérant $Re=4000$ appartient au régime turbulent..... | 46 |
| Figure 4.3. | Comparaison des résultats avec Ong [2] pour $Re=4000$, au régime turbulent avec la corrélation de Mohammadi [18]..... | 46 |
| Figure 4.4. | Comparaison des résultats avec Ong [2] pour $Re=4000$ en considérant le régime transitoire pour $2300 < Re < 6000$ | 47 |
| Figure 4.5. | Comparaison des résultats avec Ong [2] en considérant $Re=4000$ appartient au régime turbulent..... | 48 |
| Figure 4.6. | Comparaison des résultats avec Ong [2] pour $Re=4000$, au régime turbulent avec la corrélation de Mohammadi [18]..... | 48 |
| Figure 4.7. | Comparaison des résultats avec Ong [2] pour $Re = 4000$ en considérant le régime transitoire pour $2300 < Re < 6000$ pour T_{f1} et T_{f2} | 49 |
| Figure 4.8. | Comparaison des résultats avec Ong [2] pour $Re = 4000$ en considérant le régime transitoire pour $2300 < Re < 6000$ pour T_1 , T_2 et T_3 | 50 |
| Figure 4.9. | Comparaison des résultats avec Ong [2] en considérant $Re=4000$ appartient au régime turbulent T_1 , T_2 et T_3 | 50 |
| Figure 4.10. | Comparaison des résultats avec Ong [2] en considérant $Re=4000$ appartient au régime turbulent T_{f1} et T_{f2} | 51 |
| Figure 4.11. | Comparaison des résultats avec Ong [2] pour $Re=4000$, au régime turbulent avec la corrélation de Mohammadi [18] T_1 , T_2 et T_3 | 51 |

| | | |
|--------------|---|----|
| Figure 4.12 | Comparaison des résultats avec Ong [2] pour $Re=4000$, au régime turbulent avec la corrélation de Mohammadi [18] T_{f1} et T_{f2} | 52 |
| Figure 4.13. | Influence d'introduction de nombre des ailettes sur le profil de la température du fluide pour le capteur 1..... | 54 |
| Figure 4.14. | Influence d'introduction de nombre des ailettes sur le profil de la température du fluide pour le capteur 2..... | 55 |
| Figure 4.15. | Influence d'introduction du nombre des ailettes sur le profil de la température du fluide 1 pour le capteur 3..... | 55 |
| Figure 4.16. | Influence d'introduction du nombre des ailettes sur le profil de la température du fluide 2 pour le capteur 3..... | 56 |
| Figure 4.17. | Influence de la taille des chicane sur le profil de la température du fluide pour le capteur 1..... | 57 |
| Figure 4.18. | Influence de la taille des chicane sur le profil de la température du fluide pour le capteur 2..... | 57 |
| Figure 4.19. | Influence de la taille des chicane sur le profil de la température du fluide1 pour le capteur 3..... | 58 |
| Figure 4.20. | Influence de la taille des chicane sur le profil de la température du fluide2 pour le capteur 3..... | 58 |
| Figure 4.21. | Influence d'introduction des ailettes et des chicane sur le profil de la température du fluide ($n_f = 6, t_{ch} = 1 m, L = 10m, H = 700 w/m^2$) pour le capteur 1..... | 59 |
| Figure 4.22. | Influence d'introduction des ailettes et des chicane sur le profil de la température du fluide ($n_f = 6, t_{ch} = 1 m, L = 10m, H = 700 w/m^2$) pour le capteur 2..... | 60 |
| Figure 4.23. | Influence d'introduction des ailettes et des chicane sur le profil de la température du fluide1 ($n_f = 6, t_{ch} = 1 m, L = 10m, H = 700 w/m^2$) pour le capteur 3..... | 60 |
| Figure 4.24. | Influence d'introduction des ailettes et des chicane sur le profil de la température du fluide 2 ($n_f = 6, t_{ch} = 1 m, L = 10m, H = 700 w/m^2$) pour le capteur 3..... | 61 |
| Figure 4.25. | Influence du débit sur la température de sortie du fluide ($n_f = 6, t_{ch} = 0.2 m, L = 2m, H = 700 w/m^2$) pour le capteur 1..... | 62 |

| | | |
|--------------|--|----|
| Figure 4.26. | Influence du débit sur la température de sortie du fluide ($n_f = 6, t_{ch} = 0.2 m, L = 2m, H = 700 w/m^2$) pour le capteur 2..... | 63 |
| Figure 4.27. | Influence du débit sur la température de sortie du fluide 1 ($n_f = 6, t_{ch} = 0.2 m, L = 2m, H = 700 w/m^2$) pour le capteur 3..... | 63 |
| Figure 4.28. | Influence du débit sur la température de sortie du fluide 2 ($n_f = 6, t_{ch} = 0.2 m, L = 2m, H = 700 w/m^2$) pour le capteur 3..... | 64 |
| Figure 4.29. | Influence du débit sur le rendement thermique ($n_f = 6, t_{ch} = 0.2 m, L = 2m, H = 700 w/m^2$) pour le capteur 1..... | 64 |
| Figure 4.30. | Influence du débit sur le rendement thermique ($n_f = 6, t_{ch} = 0.2 m, L = 2m, H = 700 w/m^2$) pour le capteur 2..... | 65 |
| Figure 4.31. | Influence du débit sur le rendement thermique pour les deux passes ($n_f = 6, t_{ch} = 0.2 m, L = 2m, H = 700 w/m^2$) pour le capteur 3..... | 65 |
| Figure 4.32. | Influence du débit sur le rendement effectif ($n_f = 6, t_{ch} = 0.2 m, L = 2m, H = 700 w/m^2$) pour le capteur 1..... | 66 |
| Figure 4.33. | Influence de débit sur le rendement effectif ($n_f = 6, t_{ch} = 0.2 m, L = 2m, H = 700 w/m^2$) pour le capteur 2..... | 67 |
| Figure 4.34. | Influence du débit sur le rendement effectif de deux passes ($n_f = 6, t_{ch} = 0.2 m, L = 2m, H = 700 w/m^2$) pour le capteur 3..... | 67 |
| Figure 4.35. | Comportement journalier de rayonnement pour la journée type du 17 Janvier..... | 70 |
| Figure 4.36. | Comportement journalier de rayonnement pour la journée type du 16 Octobre..... | 70 |
| Figure 4.37. | Comportement journalier de rayonnement pour la journée type du 16 Aout..... | 71 |
| Figure 4.38. | Comportement journalier de la température de sortie durant la journée type du 17 Janvier pour le capteur 1..... | 72 |
| Figure 4.39. | Comportement journalier de la température de sortie durant la journée type du 16 Octobre pour le capteur 1..... | 72 |
| Figure 4.40. | Comportement journalier de la température de sortie durant la journée type du 16 Aout pour le capteur 1..... | 73 |
| Figure 4.41. | Comportement journalier de la température de sortie durant la journée type 17 Janvier pour le capteur 2..... | 74 |

| | | |
|--------------|--|----|
| Figure 4.42. | Comportement journalier de la température de sortie durant la journée type du 16 Octobre pour le capteur 2..... | 74 |
| Figure 4.43. | Comportement journalier de la température de sortie durant la journée type du 16 Aout pour le capteur 2..... | 75 |
| Figure 4.44. | Comportement journalier de la température de sortie de la première passe durant la journée type du 17 Janvier pour le capteur 3..... | 76 |
| Figure 4.45. | Comportement journalier de la température de sortie de la première passe durant la journée type du 16 Octobre pour le capteur 3..... | 76 |
| Figure 4.46. | Comportement journalier de la température de sortie de la première passe durant la journée type du 16 Aout pour le capteur 3..... | 77 |
| Figure 4.47. | Comportement journalier de la température de sortie de la deuxième passe durant la journée type du 17 Janvier pour le capteur 3..... | 78 |
| Figure 4.48. | Comportement journalier de la température de sortie de la deuxième passe durant la journée type du 16 Octobre pour le capteur 3..... | 78 |
| Figure 4.49. | Comportement journalier de la température de sortie de la deuxième passe durant la journée type du 16 Aout pour le capteur 3..... | 79 |

Liste des tableaux

| | | |
|----------------|---|----|
| Tableau 4.1. | Propriétés optiques des composantes des capteurs [2]..... | 44 |
| Tableau 4.2. | Propriétés géométriques des capteurs [2]..... | 45 |
| Tableau 4.3. | Comparaison des résultats de notre modèle avec Ong [2] pour le capteur 1..... | 47 |
| Tableau 4.4. | Comparaison des résultats de notre modèle avec Ong [2] pour le capteur 2..... | 49 |
| Tableau 4.5.A. | Comparaison des résultats (vitre, absorbeur et de plaque) de notre modèle avec Ong [2] pour le capteur 3..... | 52 |
| Tableau 4.5.B. | Comparaison des résultats (fluide 1 et fluide 2) de notre modèle avec Ong [2] pour le capteur 3..... | 53 |
| Tableau 4.6. | Paramètres géométriques des ailettes et des chicanes..... | 53 |
| Tableau 4.7. | Propriétés radiatives des trois capteurs [18]..... | 69 |
| Tableau 4.8. | Propriétés géométriques des trois capteurs [18]..... | 69 |
| Tableau 4.9. | Comparaison des températures maximales de capteur 1 pour les trois cas : sans A/C, avec A et avec A/C..... | 73 |
| Tableau 4.10. | Comparaison des températures maximales de capteur 2 pour les trois cas : sans A/C, avec A et avec A/C..... | 75 |
| Tableau 4.11. | Comparaison des températures maximales dans la première passe de capteur 3 pour les trois cas : sans A/C, avec A et avec A/C..... | 77 |
| Tableau 4.12. | Comparaison des températures maximales dans la deuxième passe de capteur 3 pour les trois cas : sans A/C, avec A et avec A/C..... | 79 |

Sommaire

| | |
|----------------------------|---|
| Introduction générale..... | 1 |
|----------------------------|---|

Chapitre 1 Généralité sur le rayonnement solaire et les capteurs solaires thermiques

| | |
|---|----|
| 1. Principes de calcul de l'énergie solaire..... | 3 |
| 1.1. Latitude et longitude..... | 3 |
| 1.2. Déclinaison..... | 4 |
| 1.3. Angle horaire φ | 4 |
| 1.4. Temps solaire vrai..... | 5 |
| 1.5. Durée et taux d'insolation..... | 5 |
| 1.6. Position du soleil..... | 5 |
| 2. Rayonnement solaire..... | 6 |
| 2.1. Eclairement..... | 7 |
| 2.2. Irradiation horaire..... | 7 |
| 2.3. Irradiation journalière..... | 7 |
| 2.4. Types de rayonnement..... | 8 |
| a. Rayonnement direct R_D | 8 |
| b. Rayonnement diffus R_d | 8 |
| c. Albédo | 8 |
| 3. Capteurs solaires thermiques..... | 9 |
| 3.1. Principe de fonctionnement..... | 9 |
| 3.2. Différents types des capteurs solaires thermiques..... | 10 |
| a. Capteur plan non vitré..... | 10 |
| b. Capteur plan vitré..... | 10 |
| c. Capteurs plans sous vide (ou caloduc)..... | 11 |
| d. Capteurs solaires à concentration..... | 11 |

Chapitre 2 Recherche bibliographique

| | |
|--|----|
| 1. Modèles mathématiques des capteurs solaires plans à air..... | 14 |
| 1.1. Capteur solaire plan à air non vitré..... | 14 |
| 1.2. Capteur solaire plan à air avec vitrage..... | 15 |
| 1.3. Capteur solaire plan à air de deux vitrages..... | 17 |
| 1.4. Capteur solaire plan à air d'un seul verre avec cavité..... | 18 |

| | | |
|------|--|----|
| 1.5. | Capteur solaire plan à air de double passe avec un seul vitrage..... | 19 |
| 1.6. | Capteur solaire plan à air de double passe avec double vitrage..... | 20 |
| 2. | Amélioration d'échange convectif dans les capteurs solaires plans à air..... | 21 |
| 2.1. | Effet des nervures..... | 21 |
| 2.2. | Effet de rugosité | 22 |
| 2.3. | Effet des ailettes et des chicanes..... | 24 |

Chapitre 3 Bilan énergétique et formulation mathématique

| | | |
|-----|--|----|
| 1. | Description du problème..... | 26 |
| 2. | Hypothèses simplificatrices..... | 27 |
| 3. | Circuits thermiques équivalents..... | 27 |
| 4. | Bilans énergétiques..... | 29 |
| 5. | Introduction des ailettes et chicanes..... | 31 |
| 6. | Rendement thermique et effectif | 33 |
| 7. | Méthode de discrétisation..... | 34 |
| 8. | Différents coefficients de transfert de chaleur..... | 37 |
| 9. | Calcul de rayonnement solaire..... | 38 |
| 10. | Méthodes de résolution..... | 39 |
| 11. | Algorithme de calcul et organigrammes..... | 40 |

Chapitre 4 Résultats, discussion et interprétation

| | | |
|------|---------------------------------------|----|
| 1. | Régime stationnaire..... | 44 |
| 1.1. | Validations des résultats..... | 44 |
| 1.2. | Etude paramétrique..... | 53 |
| a. | Effet du nombre des ailettes..... | 54 |
| b. | Effet de la taille des chicanes..... | 56 |
| c. | Effet des ailettes avec chicanes..... | 59 |
| d. | Effet de débit..... | 62 |
| 2. | Régime instationnaire..... | 68 |
| | Conclusion générale..... | 81 |
| | Références bibliographiques..... | 83 |

Introduction générale

L'accès à l'énergie constitue une priorité stratégique dans le monde entier et avec la forte consommation de l'énergie qui est due principalement à : la croissance démographique, le développement industriel, transport...etc. ; les pays sont amenés à revoir leurs politiques énergétiques tout en utilisant un mix-énergétique en s'appuyant sur les énergies renouvelables.

L'exploitation des énergies renouvelables dans un pays comme l'Algérie est une nécessité absolue. Le recours aux énergies renouvelables est impératif pour un pays comme l'Algérie qui dispose d'un climat favorable pour le développement et l'expansion du secteur des énergies renouvelables surtout dans la production d'électricité. L'Algérie dispose d'un potentiel énergétique très important, notamment l'énergie solaire. Le gisement solaire en Algérie est le plus important au niveau mondial, surtout dans le grand sud où toutes les applications solaires peuvent voir le jour. C'est pour cela que l'Algérie amorce une dynamique d'énergie verte en lançant un programme ambitieux de développement des énergies renouvelables et d'efficacité énergétique.

L'application de l'énergie solaire dans le domaine du thermique peut être regroupée en deux catégories principales : les applications à hautes températures (les concentrateurs solaires et capteurs solaires sous vide), et les applications à basses températures (les capteurs solaires plans destinés pour le chauffage, la réfrigération et le séchage...etc.)

Parmi les systèmes d'exploitation d'énergie solaire à basse température, on trouve les capteurs solaires thermiques plans, qui sont des dispositifs chargés de l'interception de l'énergie solaire et de la piéger, par l'effet de serre. De l'analyse des travaux des chercheurs dans ce domaine, à travers leurs publications concernant la modélisation théoriques à la base des bilans de conservation, nous avons synthétisé et développé une méthodologie qui permet l'étude des capteurs solaires plans et en particulier ceux utilisant l'air comme fluide caloporteur.

L'objectif de ce mémoire est de modéliser le comportement thermique des capteurs solaires plans à air munis des ailettes et des chicanes à base des bilans énergétiques dans le cas de régimes stationnaire et instationnaire, pour trois types des capteurs, à savoir : le capteur

solaire plan avec vitrage, le capteur solaire plan sans vitrage et le capteur solaire plan vitré à double passe avec double débit. Le programme de simulation a été élaboré dans un environnement MATLAB et validé dans le cas stationnaire sur différents cas tests.

Nous avons articulé l'exposé de nos travaux autour de quatre chapitres :

Le premier chapitre exprime les notions fondamentales de rayonnement solaire, avec une présentation des équations pour le calcul des composantes des radiations solaires, en montrant aussi des généralités sur les capteurs solaires thermiques.

Le second chapitre est consacré pour l'étude bibliographique qui nous a permis d'obtenir les modèles mathématiques des capteurs solaires plans à air avec les différentes techniques d'amélioration d'échange convectif dans ces capteurs.

Nous avons réservé le troisième chapitre aux formulations mathématiques de comportement thermique stationnaire/instationnaire basées sur les bilans de conservation pour trois types de capteurs. Une discrétisation des systèmes d'équation non linéaire avec différence finies a été présentée ainsi que la solution par la méthode de Newton-Raphson, en expliquant le calcul par un algorithme général et des organigrammes pour distinguer le régime stationnaire et instationnaire.

Le quatrième chapitre présente les résultats du comportement thermique des capteurs pour différents cas en régime stationnaire et instationnaire. Le cas du régime stationnaire est validé et comparé par une étude issue de la littérature spécialisée. En outre, une étude paramétrique prenant en considération l'effet du débit massique, le nombre des ailettes et la largeur des chicane a été détaillée avec une représentation de rendement thermique et effectif. Pour chaque capteur et tenant compte des différentes configurations (sans et avec ailettes et chicane, et seulement avec ailettes), la simulation du comportement journalier est présentée en considérant trois (03) jours types représentant les saisons, l'été, l'automne et l'hiver considérant des températures moyennes.

Chapitre 1

Généralité sur le rayonnement
solaire et capteurs solaires
thermiques

A l'heure actuelle, l'utilisation rationnelle des ressources énergétiques est placée au centre des préoccupations mondiales. Le recours aux sources d'énergies renouvelables telles que l'énergie solaire, éolienne et géothermique, qui sont des alternatives très intéressantes pour répondre aux besoins énergétiques croissants, est au centre des recherches énergétiques. On peut prendre l'exemple de l'utilisation de l'énergie solaire dans les pays ensoleillés du globe qui s'est avérée comme un moyen efficace pour pallier le manque d'énergie surtout dans les zones isolées où il est parfois difficile et coûteux de les alimenter avec le réseau électrique conventionnel.

Dans ce chapitre, nous commençons par la présentation de quelques notions fondamentales d'astronomie. Nous présentons les équations utilisées pour le calcul des composantes des radiations solaires (direct, diffus et global). Pour effectuer ces calculs, nous nous basons sur la moyenne journalière et mensuelle de l'irradiation sur un panneau solaire incliné volontairement d'un angle optimale afin de maximiser l'extraction des rayonnements solaires. Les valeurs de l'irradiation seront alors estimées sur des différents panneaux solaires thermiques de différentes inclinaisons en appliquant le modèle de LIU et JORDAN.

1. Principes de calcul de l'énergie solaire

Avant d'entrer dans le calcul de l'irradiation solaire, on donne certains principes de base et définitions de calcul d'énergie solaire.

1.1. Latitude et longitude :

La latitude (Lat) est l'angle que forment le plan équatorial et le vecteur "centre de la terre → point local".

La longitude (Lon) est l'angle formé par le méridien de référence (méridien de Greenwich) et le méridien du point local. L'angle est négatif vers l'ouest et positif vers l'est. Comme la terre met 24 heures pour faire un tour sur elle-même (360°) chaque heure représente 15° d'écart de longitude et donc chaque degré de longitude représente 4 minutes.

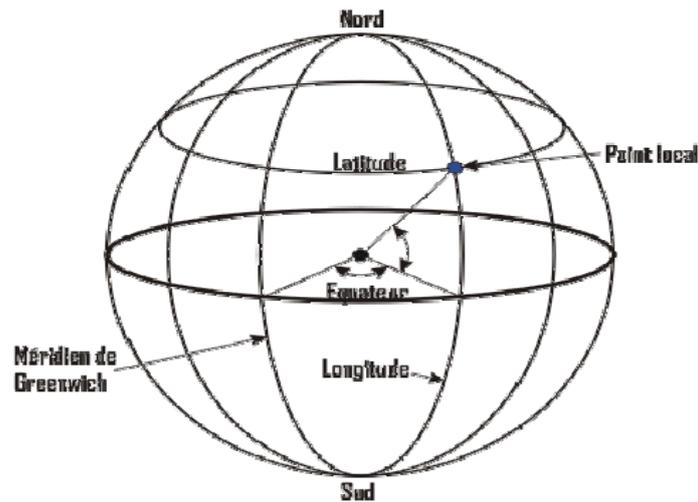


Figure 1.1 : Latitude et longitude

1.2. Déclinaison :

La déclinaison est l'angle que fait le soleil au maximum de sa course (midi solaire) par rapport au plan équatorial. Sa valeur en degrés est donnée par l'équation de Cooper :

$$\delta = 23.45 * \sin\left(2\pi * \frac{284+n}{365}\right) \tag{1.1}$$

Où : n est le numéro de jour dans l'année (c.-à-d. n=5 pour le 5 janvier, n = 36 pour le 5 février... etc.).

La déclinaison varie entre -23.45° (le 21 décembre) et +23.45° (le 21 juin).



Figure 1.2 : Représentation du mouvement de la terre autour du soleil

1.3. Angle horaire ω :

C'est l'angle formé entre le plan méridien passant par le soleil et le plan méridien du lieu obtenu par le déplacement angulaire du soleil autour de l'axe polaire, dans sa course d'Est en Ouest, par rapport au méridien local. La valeur de l'angle est nulle à midi solaire, négative le

matin, positive en après-midi et augmente d'une distance de 15° par heure (donc un tour de 360° en 24 heures).

1.4. Temps solaire vrai :

C'est le temps mis par le soleil entre deux passages consécutifs au méridien d'un lieu (direction Nord-Sud) a été nommé temps solaire vrai, qu'on note **TSV**. Le temps solaire vrai est donc un temps local puisqu'il est lié directement à la rotation de la terre sur elle-même :

$$\text{TSV} = 12 + \frac{\omega}{15} \quad (1.2)$$

1.5. Durée et taux d'insolation :

Pendant la durée d'un jour d'ensoleillement, c'est-à-dire du lever au coucher du soleil, et par ciel clair, le sol reçoit le rayonnement solaire maximal. Mais la durée effective d'ensoleillement d'une journée ordinaire est inférieure à cette durée maximale. Le taux d'insolation est donné comme suit :

$$\sigma = \frac{S}{S_0} \quad (1.3)$$

La durée maximale S_0 est calculée par l'expression suivante :

$$S_0 = (2/15) * \cos^{-1}(-\tan\psi * \tan\delta) \quad (1.4)$$

Avec :

δ : La déclinaison.

ψ : L'attitude du lieu.

1.6. Position du soleil :

La direction du soleil dans le ciel est repérée par l'intermédiaire de deux angles :

- La hauteur de soleil (h) : formée par l'angle que fait la direction du soleil avec sa projection sur le plan horizontal. Cette angle s'annule au lever et au coucher du soleil et prend sa valeur maximale au midi solaire.

(h) peut être déduite par la relation suivante :

$$\sin(h) = \sin\psi * \sin\delta + \cos\psi * \cos\delta * \cos\omega \quad (1.5)$$

L'angle horaire ω_s au lever du soleil s'obtient en écrivant $\sin(h)$

$$\cos\omega_s = -\tan\psi * \tan\delta \quad (1.6)$$

Où δ déclinaison calculée d'après l'équation et ψ la latitude du lieu.

- L'azimut du soleil (A): formée par l'angle que fait la projection de la direction du soleil avec la direction du sud. Cet angle étant orienté positivement vers l'Ouest.

$$\sin(A) = \frac{\cos(\delta) * \sin(\omega)}{\cos(h)} \quad (1.7)$$

Ces deux angles sont représentés sur la figure 3.1:

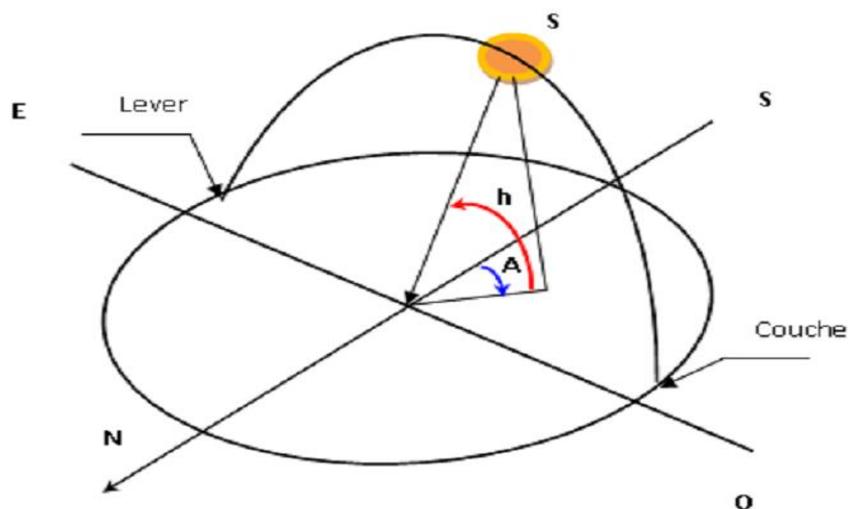


Figure 1.3 : Position du soleil

2. Rayonnement solaire

L'énergie solaire représentée par la constance solaire moyenne à l'entrée de l'atmosphère ($G \approx 1367 \text{ W/m}^2$) reçue par la terre, subit une altération par sa traversée de l'atmosphère. De ce fait, seulement une partie de cette énergie est disponible au sol.

2.1 Eclaircement :

L'éclaircement extraterrestre à la limite supérieure hors atmosphère, sur un plan horizontal, est calculé à partir de la constante solaire G_{sc} et de la facture de correction de la distance.

$$I = G_{sc} \left(1 + 0.033 * \cos \frac{360n}{365} \right) * (\cos \psi * \cos \delta * \cos \omega + \sin \psi * \sin \delta) \quad \left[\frac{w}{m^2} \right] \quad (1.8)$$

Avec :

n : Le numéro de jour de l'année ($n=1$ pour le 1^{er} janvier, ... etc.)

G_{sc} : La constante solaire $G_{sc}=1367[w/m^2]$.

2.2 Irradiation horaire :

Pour une heure donnée, l'énergie reçue sur une surface horizontale se calcule par l'intégration de l'équation entre deux angles horaires ω_1 et ω_2 . On obtient l'équation suivante :

$$I_0 = \frac{12.36}{\pi} * G_{sc} * \left(1 + 0.033 * \cos \frac{360n}{365} \right) * (\cos \psi * \cos \delta * (\sin \omega_2 - \sin \omega_1) + (\omega_2 - \omega_1) * \sin \psi * \sin \delta) \quad (1.9)$$

I_0 : est exprimée en $[w/m^2h]$.

2.3 Irradiation journalière :

Pour un jour n donné, l'énergie reçue sur une surface horizontale H_0 est obtenue par l'intégration de l'équation (du lever au coucher du soleil). On obtient :

$$H_0 = \frac{24}{\pi} * G_{sc} * \left(1 + 0.033 * \cos 2\pi * \frac{n}{365} \right) * (\cos \psi * \cos \delta * \cos \omega + \sin \psi * \sin \delta) \quad (1.10)$$

Avec l'angle solaire : $\omega_s = \cos^{-1}(-\tan \psi * \tan \delta)$

G_{sc} : La constante solaire $[w/m^2]$.

δ : La déclinaison solaire.

ψ : L'attitude du lieu.

n : Le numéro du jour de l'année compte à partir du 1^{er} janvier.

2.4. Types de rayonnement :

a. Rayonnement direct R_D :

Le rayonnement direct est reçu directement du soleil, sans être diffusé par l'atmosphère. Ces rayons sont parallèles entre eux et forment donc des ombres.

$$R_D = I * \sin(h) \quad (1.11)$$

b. Rayonnement diffus R_d :

La diffusion est le phénomène qui répartit un faisceau parallèle en une multitude de faisceaux partant dans toutes les directions. Elle est constituée par la lumière diffusée par l'atmosphère.

Ce rayonnement provient, de manière non isotrope, de toutes les directions de l'espace et du sol. Dans le ciel, ce « éclatement » des rayonnements du soleil, dépend donc avant tout des conditions météorologiques : par temps couvert, on admet que le rayonnement diffus est isotrope, c'est-à-dire que l'on reçoit un rayonnement identique de toutes les directions de la voûte céleste ; par temps clair ou voilé, on a une couronne plus brillante autour du soleil et souvent un renforcement sur l'horizon.

c. Albédo :

L'albédo est la partie du rayonnement réfléchi par le sol, qui est variable et dépend de l'environnement du site. Il faudra en tenir compte pour évaluer le rayonnement sur le plan incliné.

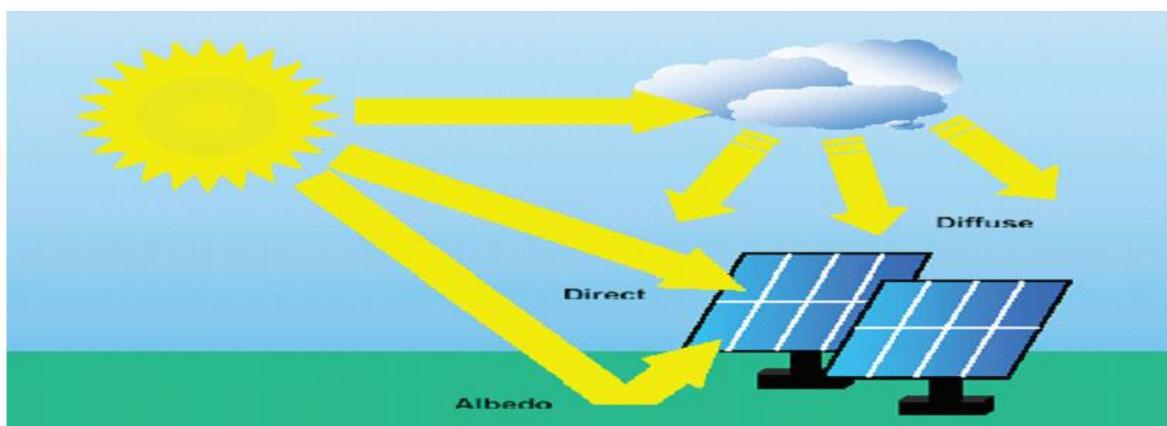


Figure 1.4 : Composantes de rayonnement solaire [21]

3. Capteurs solaires thermiques

L'énergie solaire est une alternative particulièrement intéressante pour réduire l'utilisation de l'énergie fossile et les émissions de gaz à effet de serre, responsables du changement climatique mondial.

Les panneaux solaires thermiques, ou "capteurs solaires", convertissent le rayonnement solaire en chaleur, récupérée et utilisée sous forme d'eau chaude. A titre illustratif, l'installation d'un tel dispositif, pour la production d'eau chaude sanitaire, chez une famille composée de 4 personnes, permet d'éviter le rejet, dans l'atmosphère, de près d'une tonne de CO₂ par an, soit le rejet d'une voiture parcourant 5000 km.

L'implantation d'un capteur solaire ne s'improvise pas. Une connaissance précise des contraintes solaires et une analyse fine du contexte environnemental dans lequel il s'inscrit, permettront d'optimiser son efficacité énergétique et son intégration architecturale.

3.1 Principe du fonctionnement :

Le capteur solaire thermique est un dispositif conçu pour recueillir l'énergie en provenance du soleil, sous forme de chaleur (rayonnement), et la transmettre à un fluide caloporteur. La chaleur est récupérée grâce à un fluide (composé d'eau et d'antigel ou d'air) caloporteur, qui s'échauffe en circulant dans un absorbeur placé sous un vitrage. Celui-ci laisse pénétrer la lumière solaire et minimise les pertes par rayonnement infrarouge de l'absorbeur en utilisant l'effet de serre. Ce vitrage permet en outre de limiter les échanges de chaleur avec l'atmosphère.

Le capteur solaire sera d'autant plus performant que le revêtement de l'absorbeur aura un coefficient d'absorption élevé et un coefficient d'émission faible. Les matériaux qui présentent ces caractéristiques sont dits "sélectifs".

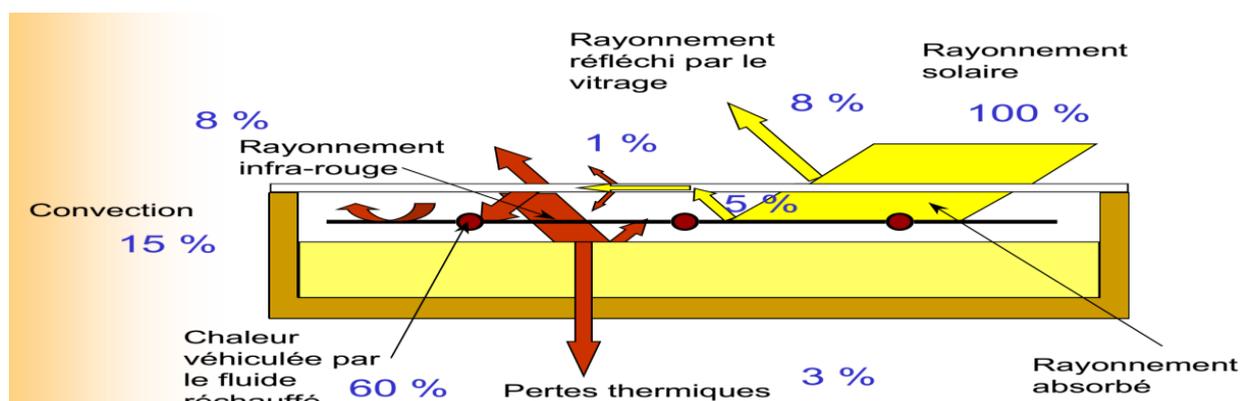


Figure 1.5 : Principe de fonctionnement [22]

3.2 Différents types des capteurs solaires thermiques :

a. Capteur plan non vitré :

Un capteur solaire non vitré, appelé aussi capteur "moquette", est composé :

- d'un absorbeur (métallique ou synthétique) revêtu d'une peinture sombre et sélective,
- d'un faisceau de tubes cylindriques ou ovalisés, résistants aux rayonnements ultraviolets et aux variations de la température.

Les tubes sont parcourus par de l'eau (fluide caloporteur) qui se réchauffe au fil de l'écoulement dans les tubes.

Ces capteurs solaires ne sont généralement pas isolés. De ce fait, en sortie du capteur, l'eau n'excède pas 20°C.



Figure 1.6 : Capteur plan non vitré [23]

b. Capteur plan vitré :

Le capteur plan vitré est le capteur solaire le plus couramment utilisé. Il comprend un absorbeur plan qui transforme, de façon efficace, les rayons solaires en chaleur. Afin de réduire au minimum la perte de la chaleur, la plaque est située entre un vitrage (vitre plane ou matériau transparent) et un panneau isolant. Le vitrage est choisi de telle sorte qu'une quantité maximale de rayons solaires le traversent et atteignent l'absorbeur. La plupart des capteurs plans vitrés permettent des gains de température allant jusqu'à 70°C par rapport à la température ambiante.

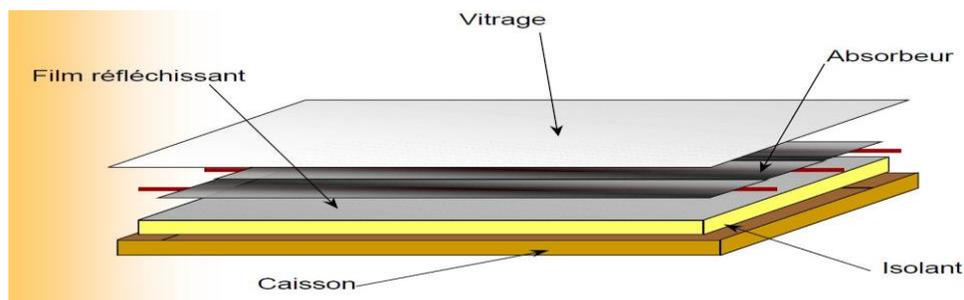


Figure 1.7 : Capteur plan vitré [24]

c. Capteurs plans sous vide (ou caloduc) :

Un capteur solaire "sous vide" est composé d'une série de tubes transparents en verre de 5 à 15 cm de diamètre. Chaque tube comporte un absorbeur pour capter le rayonnement solaire et un échangeur pour permettre le transfert de l'énergie thermique. Les tubes sont mis sous vide pour éviter les déperditions thermiques convectives de l'absorbeur qui reçoit un traitement sélectif pour empêcher le rayonnement.

On distingue deux types de ce capteur sous vide :

- Le capteur à tube sous vide à circulation directe :

Comme son nom l'indique, c'est le même fluide qui passe dans le tube sous vide et qui va jusque dans l'échangeur du ballon de stockage.

- Le capteur à tube sous vide à "caloduc" :

La différence de ce type de capteur avec le capteur à circulation directe est que l'échange de chaleur a lieu suivant un mécanisme naturel d'évaporation et de condensation d'un fluide. Cet instrument d'échange thermique est appelé un caloduc.

d. Capteurs solaires à concentration :

Quand les températures plus élevées sont exigées, des capteurs solaires à concentration sont utilisés. Ils utilisent l'énergie solaire arrivant sur une grande surface réfléchissante, et la réfléchit sur une plus petite surface avant qu'elle ne soit convertie en chaleur qui entraînerait des températures plus élevées. La plupart des capteurs à concentration peuvent seulement

concentrer le rayonnement solaire parallèle venant directement à partir du disque solaire (rayonnement direct), donc ils doivent suivre le mouvement apparent du soleil. On constate de manière très évidente que leur utilisation restera très limitée. On distingue trois types de capteurs à concentration :

- Capteurs cylindro-paraboliques

Les réflecteurs cylindro-paraboliques sont des systèmes en forme de « U ». Ils concentrent les rayons du soleil sur un tube récepteur situé sur le long de la ligne focale du réflecteur. Un tube en verre transparent entoure occasionnellement le tube récepteur afin de réduire les pertes de chaleur. Ces concentrateurs utilisent souvent un système de pointeur solaire à simple axe ou à double axe. Les températures du récepteur peuvent atteindre 400°C.

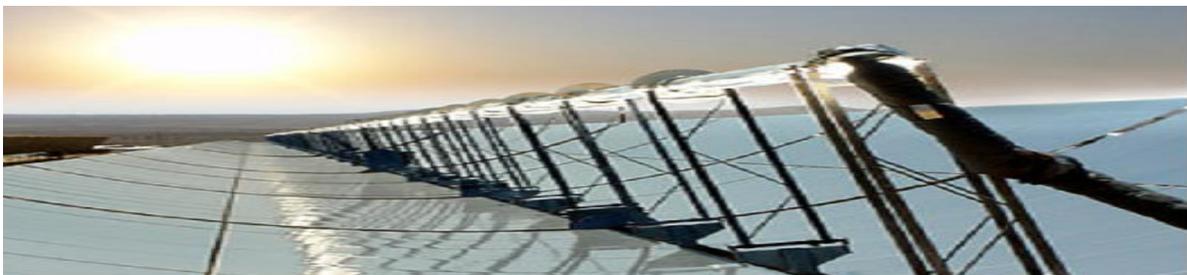


Figure 1.8 : Concentrateur cylindro-parabolique [25]

- Concentrateurs paraboliques

Les capteurs paraboliques fonctionnent d'une manière autonome. Ils suivent le soleil sur deux axes afin de concentrer le rayonnement solaire sur le foyer de la parabole réfléchissante. Le rapport de concentration est souvent supérieur à 2000, avec une température de 750°C.



Figure 1.9 : Concentrateur parabolique [25]

- Système de centrale à tour (héliostat)

Un héliostat utilise un ensemble de pointeurs solaires à double axe qui dirige l'énergie du soleil vers un grand absorbeur situé dans une tour. Ces capteurs possèdent un ensemble de grands miroirs qui suivent le mouvement du soleil et concentrent les rayons solaires sur le récepteur en haut de la grande tour. Un ordinateur garde les miroirs alignés afin que les rayons du soleil, qui sont réfléchis, visent toujours le récepteur, où la température peut dépasser 1000 °C.



Figure 1.10 : Système de centrale à tour (héliostat) [25]

Chapitre 2

Recherche bibliographique

De nos jours, la discussion controversée au sujet de l'utilisation de l'énergie solaire existe dans le monde entier et les systèmes thermiques solaires sont habituellement reconnus en tant qu'une des méthodes les plus efficaces pour exploiter l'énergie solaire. Parmi de tels systèmes, le capteur solaire à air qui converti l'énergie solaire en courant ascendant de l'énergie ; il est généralement appliqué dans différentes applications telles que le chauffage et le séchage des récoltes agricoles.

Les capteurs solaires plans attirent l'intention des chercheurs dans différents domaines. En vue de l'augmentation du taux de transfert de chaleur, des différentes configurations de capteur ont été étudiées. Le présent chapitre décrit ces différentes configurations, les conditions théoriques et les différents résultats atteints, par certains chercheurs.

Dans la recherche bibliographique nous nous sommes basés sur deux grands axes de recherches :

- Les modèles mathématiques des capteurs solaires plans à air
- L'amélioration d'échange convectif dans les capteurs solaires plans à air

1. Modèles mathématiques des capteurs solaires plans à air

1.1. Capteur solaire plan à air non vitré :

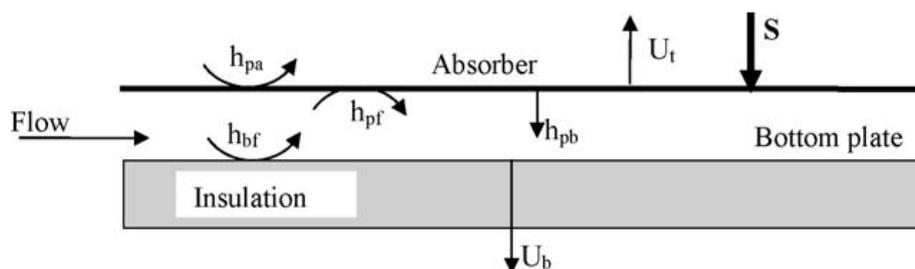


Figure 2.1 : Capteur solaire plan à air non vitré [3]

Choudhury et autres. [1] ont étudié les performances thermiques de ce modèle. Les équations de bilan énergétique pour l'absorbeur et la plaque ont été décrites comme suit:

$$\text{Pour l'absorbeur : } \alpha_p S = h_{pa}(T_p - T_a) + h_{pb}(T_p - T_b) + h_{pf}(T_p - T_f) \quad (2.1)$$

$$\text{Pour la plaque : } h_{pb}(T_p - T_b) = h_{pf}(T_p - T_f) + U_b(T_b - T_a) \quad (2.2)$$

Ong [2].a étudié les performances thermiques de cette conception. Le modèle mathématique proposé par ce chercheurs est semblable à celui de Choudhury et autres [1] avec un petit changement dans l'équation (1) où, h_{pa} est remplacé par $U_b = h_w + h_{rgs}$. Dans ce modèle mathématique, le capteur solaire a été supposé suffisamment court pour les hypothèses validées. La procédure de solution mathématique impliquée est une inversion de la matrice du vecteur de la température moyenne obtenue à partir des équations d'énergie. Les températures prévues pour les capteurs solaires plans à air ont été présentés. Les effets du vent, de la chaleur et les coefficients de transfert de film d'air ont été discutés.

Njomo et Daguinet [3] ont étudié la chaleur de transfert dans la conception ci-dessus (Figure 2.1) avec des hypothèses pour arriver au modèle thermique. Njomo et Daguinet [3] ont utilisé une analyse de sensibilité qui est une excellente technique pour aider les concepteurs et les décideurs à anticiper et préparer un projet de système solaire. Les résultats ont démontré l'existence d'un paramètre sans dimension importante. Le facteur de performance thermique du capteur permet de mesurer l'énergie utile pouvant être extraite de ce capteur et l'ensemble des pertes de chaleur. Une analyse de sensibilité détaillée a été effectuée, et les résultats sont résumés pour mesurer l'impact de changement dans le fonctionnement. Les paramètres météorologiques rentrent en compte dans les simulations qui permettent de mesurer l'efficacité thermique et de contrôler le fluide d'élévation de température entre l'entrée et la sortie de l'appareil de chauffage.

1.2. Capteur solaire plan à air avec vitrage :

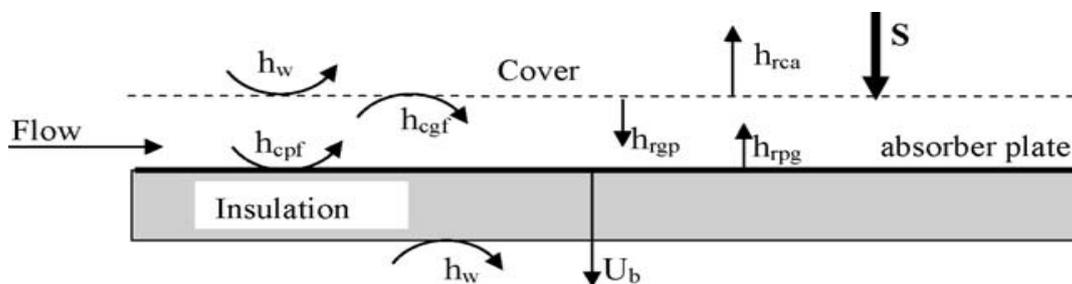


Figure 2.2 : Capteur solaire plan avec vitrage [3]

Beaucoup de chercheurs ont étudié le comportement thermique de cette conception parmi eux:

Garg et autres [4] ont développé le modèle passager de transfert de chaleur d'un capteur solaire simple avec vitrage. Ce modèle a inclus les effets thermiques de capacité et les pertes de conduction. Le bilan énergétique pour chaque composant du capteur est le suivant :

$$\text{Pour le vitrage : } \alpha_g S = M_g C_g \frac{\partial T_g}{\partial t} + K_g \delta_g \frac{\partial^2 T_g}{\partial X^2} + h_w (T_g - T_a) + h_{r_{gs}} (T_g - T_s) + h_{c_{gf}} (T_g - T_f) + h_{r_{pg}} (T_g - T_p) \quad (2.3)$$

$$\text{Pour le fluide : } M_f C_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + \frac{G_f C_f}{W} \frac{\partial^2 T_f}{\partial X^2} = h_{c_{gf}} (T_f - T_g) + h_{c_{pf}} (T_p - T_f) \quad (2.4)$$

$$\text{Pour l'absorbeur : } \alpha_p \tau_p S = M_p C_p \frac{\partial T_p}{\partial t} + K_p \delta_p \frac{\partial^2 T_p}{\partial X^2} + h_{c_{pf}} (T_p - T_f) + h_{r_{pg}} (T_p - T_a) + U_r (T_p - T_a) \quad (2.5)$$

Les données de rayonnement solaire et la température ambiante ont été représentées par série de Fourier.

Naphon et Kongtragool [5] ont résolu par la méthode explicite d'arrangement de différence finie. Les résultats obtenus à partir du modèle ont été comparés aux données expérimentales de Yeh et autres [11]. Il s'est avéré que les résultats numériques et les données expérimentales sont parfaits.

Mohamad [6] a étudié également la conception de ce capteur solaire. Les équations proposées par ce chercheur sont semblables à ceux de Naphon et Kongtragool [5], en tenant compte des échanges radiatifs entre le vitrage et le milieu ambiant. L'objectif principal de ce chercheur était de réduire au maximum les pertes de chaleur par les vitres et de maximiser la chaleur absorbée.

Hegazy [7] a proposé un nouveau modèle mathématique pour ce type de capteur. Ce modèle a été fondé sur plusieurs hypothèses. Comme il a étudié l'effet de la variation de la largeur d'absorbeur sur le comportement thermique de ce capteur solaire. En plus il a supposé que le transfert de chaleur est stationnaire et unidimensionnel, et que les températures d'élément d'air d'intérieur turbulent varient linéairement sur sa longueur.

Aboul-Enein et autres [8] ont analysé ce capteur solaire avec et sans stockage thermique. Ces chercheurs considèrent que les capacités de chaleur stockée par les vitres en verre, l'absorbeur et l'isolation n'étaient pas négligeables, et que le système a été parfaitement isolé et qu'il n'y avait aucune fuite d'air.

1.3. Capteur solaire plan à air de deux vitrages :

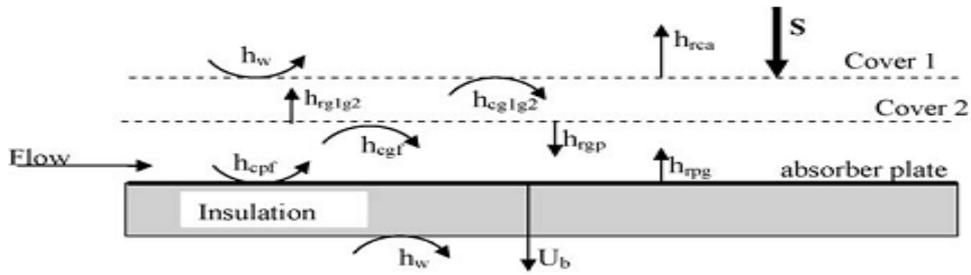


Figure 2.3 : Capteur solaire plan à air de deux vitrages [4]

Mohamad [6] a étudié le transfert de chaleur dans cette conception. Sous les conditions de fonctionnement d'équilibre. Les équations de bilans énergétiques pour le capteur mentionné par Mohamad :

$$\text{Pour le vitrage supérieur : } \alpha_{g1} S = h_w(T_{g1} - T_a) + h_{cg1g2}(T_{g1} - T_{g2}) + h_{rg1g2}(T_{g1} - T_{g2}) \quad (2.6)$$

$$\text{Pour le deuxième vitrage : } \alpha_{g2} \tau_{g1} S = h_{cg2f}(T_{g2} - T_f) + h_{cg1g2}(T_{g2} - T_{g1}) + h_{rg1g2}(T_{g2} - T_{g1}) + h_{rg2p}(T_{g2} - T_p) \quad (2.7)$$

$$\text{Pour le fluide : } mC_p \frac{dT_f}{dX} = h_{cg2f}(T_{g2} - T_f) + h_{cpf}(T_p - T_f) \quad (2.8)$$

$$\text{Pour l'absorbeur : } \alpha_p \tau_{g1} \tau_{g2} S = h_{cpf}(T_p - T_f) + h_{rpg2}(T_p - T_{g2}) + U_b(T_p - T_a) \quad (2.9)$$

Naphon et Kongtragool [5] ont étudié un capteur solaire d'un seul passe avec doubles vitrages. Le modèle mathématique obtenu par ces auteurs est semblable au modèle de Mohamad [6] avec le changement de la description du modèle thermique dans le vitrage supérieur dans laquelle l'échange radiatif entre la surface supérieure de vitre et l'ambient.

Njomo et Daguene [3] ont étudié le transfert de chaleur pour ce modèle avec vitrage en plexiglas-verre et plastique-verre. Ces chercheurs ont considéré les deux vitres comme système combiné qui est caractérisé par une équation de transfert de chaleur. Dans ce cas les équations de bilan énergétique du composant sont différentes dans la conception de capteur.

1.4. Capteur solaire plan à air d'un seul passe avec cavité :

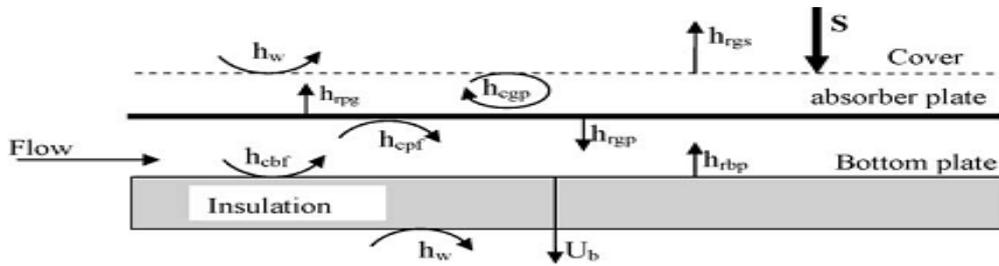


Figure 2.4 : Capteur solaire plan à air d'un seul passe avec cavité [4]

Garg et autres [4] ont développé un modèle mathématique simple pour étudier le comportement du système sous une conception différente et un autre état d'écoulement. Les équations de bilan énergétique pour différents composants du capteur solaire décrites par Garg sont :

$$\text{Pour le vitrage : } h_{gs}(T_s - T_g) + h_{rpg}(T_p - T_g) = U_t(T_g - T_a) \quad (2.10)$$

$$\text{Pour l'absorbeur : } (\alpha\tau)S = h_{cpf}(T_p - T_{fm}) + h_{rps}(T_p - T_a) + h_{rpb}(T_p - T_b) + h_{rpg}(T_p - T_g) \quad (2.11)$$

$$\text{Pour le fluide : } h_{cpf}(T_p - T_{fm}) = h_{cbf}(T_{fm} - T_b) + mC_a(T_{f0} - T_a) \quad (2.12)$$

$$\text{Pour la plaque inférieure : } h_{rpb}(T_p - T_b) = h_{cbf}(T_b - T_{fm}) + U_b(T_b - T_a) \quad (2.13)$$

Ong [2] propose dans un modèle mathématique qu' il n'y a aucune chaleur extraite à partir du système entre le vitrage supérieur et le stagnant cavité d'air. On a assuré que l'air recyclé dans l'espace sous la convection libre dans une cavité inclinée de mur. Par conséquent les équations de bilan énergétique obtenues pour cette conception sont identiques à celles prévues par Garg [4].

1.5. Capteur solaire plan à air de double passe avec un seul vitrage :

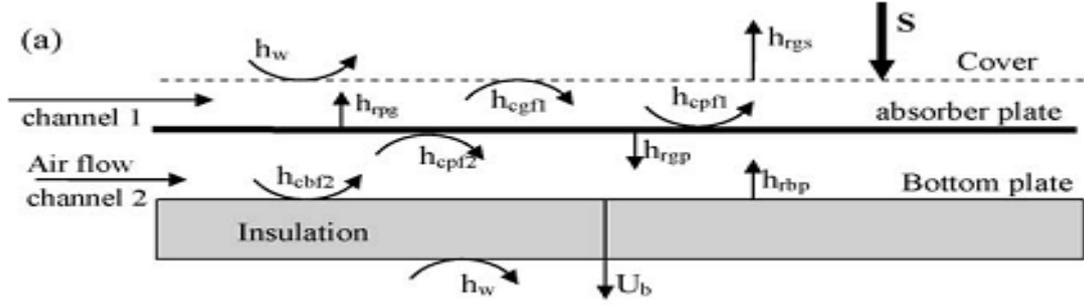


Figure 2.5 : Capteur solaire plan à air de double passe avec un seul vitrage [9]

ce capteur solaire se compose d'un vitrage et double passes où l'air circule entre le vitrage et l'absorbeur, et entre l'absorbeur et la plaque inférieure. Les chercheurs qui ont étudié cette conception .

Jha et autres [9] ont obtenu les équations de bilan énergétique sous les formes différentielles, qui régissent le comportement du système, près considérant la conversion d'énergie à chaque composant de ce capteur solaire présente dans figure 2.5, les équations ont été écrites comme suit :

$$\text{Pour le vitrage : } M_g C_g \frac{\partial T_g}{\partial t} = \alpha_g S + h_{rpg}(T_p - T_g) + h_{cf1g}(T_{f1} - T_g) - h_{cgw}(T_g - T_w) - h_{rga}(T_g - T_a) \quad (2.14)$$

$$\text{Pour le fluide entre l'absorbeur et le vitrage : } M_{f1} C_f \frac{\partial T_{f1}}{\partial t} = \frac{-G_1 C_f}{W} \frac{\partial T_{f1}}{\partial t} + h_{cpf1}(T_p - T_{f1}) - h_{cf1g}(T_{f1} - T_g) \quad (2.15)$$

$$\text{Pour l'absorbeur : } M_1 C_p \frac{\partial T_p}{\partial t} = \alpha_p \tau_g S - K_p \delta_p \frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} - h_{rpg}(T_p - T_g) - h_{cpf2}(T_p - T_{f2}) - h_{rpb}(T_p - T_b) - h_{cpf1}(T_p - T_{f1}) \quad (2.16)$$

$$\text{Pour le fluide entre l'absorbeur et la plaque inférieure : } M_{f2} C_f \frac{\partial T_{f2}}{\partial t} = \frac{-G_2 C_f}{W} \frac{\partial T_{f2}}{\partial t} + h_{cpf2}(T_p - T_{f2}) - h_{cbf2}(T_p - T_{f2}) \quad (2.17)$$

$$\text{Pour la plaque inférieure : } M_b C_b \frac{\partial T_b}{\partial t} = -K_b \delta_b \frac{\partial^2 T_b}{\partial x^2} + h_{rpb}(T_p - T_b) - h_{cbf2}(T_b - T_{f2}) - h_b(T_b - T_r) \quad (2.18)$$

Ong [2] a obtenu à partir du réseau thermique les équations d'équilibre pour déterminer la géométrie optimale du canal et pour étudier l'effet de la variation de la largeur d'absorbeur sur les comportements thermiques de capteur solaire (figure 2.5).

Forson et autres [10] ont étudié théoriquement et expérimentalement le transfert de chaleur dans la conception montrée dans figure 2.5. Faisant une présentation générale, Forson et autres [10] ont formulé les équations régissant de comportement thermique du système en couplant les équations d'énergies des composants du capteur solaire avec ceux pour la chaleur utile extraite dans les deux passage d'air.

1.6. Capteur solaire plan à air de double passe avec double vitrage :

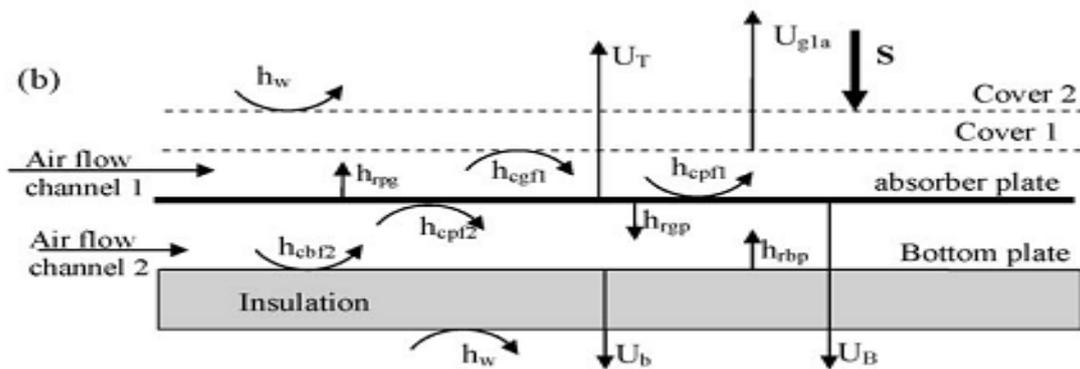


Figure 2.6 : Capteur solaire plan à air de double passe avec double vitrage [11]

L'organigramme d'énergie d'un tel dispositif est présenté dans figure 2.6, deux courants d'air de différents débits mais avec un débit total fixe, passent de façon constante et simultanément par deux passages séparés (au-dessus et au-dessous de l'absorbeur)

Yeh et autres [11] ont étudié le transfert de chaleur dans ce capteur dont le modèle mathématique proposé par ces auteurs, les présentions suivantes ont été considérées que: les températures d'absorbeur, de la plaque et des deux fluides étaient dans le sens d'écoulement seulement, et les deux vitres et les fluides n'absorbent pas l'énergie radiante. Les bilans énergétiques ont été donnés comme suit :

$$\text{Pour le vitrage intérieur : } h_{rpc1}(T_p - T_{g1}) + h_{cg1f1}(T_{f1} - T_{g1}) = U_{g1a}(T_{g1} - T_a) \quad (2.19)$$

$$\text{Pour le fluide1 : } mC_f \frac{dT_{f1}}{dX} = Wh_{cpf1}(T_p - T_{f1}) + Wh_{cgf1}(T_g - T_{f1}) + h_{cf1g1}(T_{f1} - T_{g1}) \quad (2.20)$$

Pour l'absorbeur : $\alpha_p \tau_g^2 S = U_T(T_p - T_a) + U_B(T_p - T_a) + h_{cpf1}(T_p - T_f) + h_{cpf2}(T_p - T_{f2})$ (2.21)

Pour le fluide2 : $(1 - r)mC_f \frac{dT_{f1}}{dX} = Wh_{cpf2}(T_p - T_{f2}) + Wh_{cbf2}(T_b - T_{f2})$ (2.22)

Pour la plaque inférieure : $h_{cbf2}(T_{f2} - T_b) + h_{rpb}(T_p - T_b) = U_b(T_b - T_a)$ (2.23)

2. Amélioration d'échange convectif dans les capteurs solaires plans à air

2.1. Effet des nervures :

Bhagoria et autres [12] ont étudié le transfert de chaleur et les données de frottement pour un flux de convection forcée d'air dans une conduite rectangulaire d'un capteur solaire plan avec un large mur rendu rude par des nervures intégrales transversales triangulaires. L'expérience englobe la gamme de nombre de Reynolds 3000 à 18000, la taille relative de rugosité 0.015 0.033, lancement relatif de rugosité 12.12 60.17. Les géométries de nervure employées par lui sont montrées dans la figure 2.7.

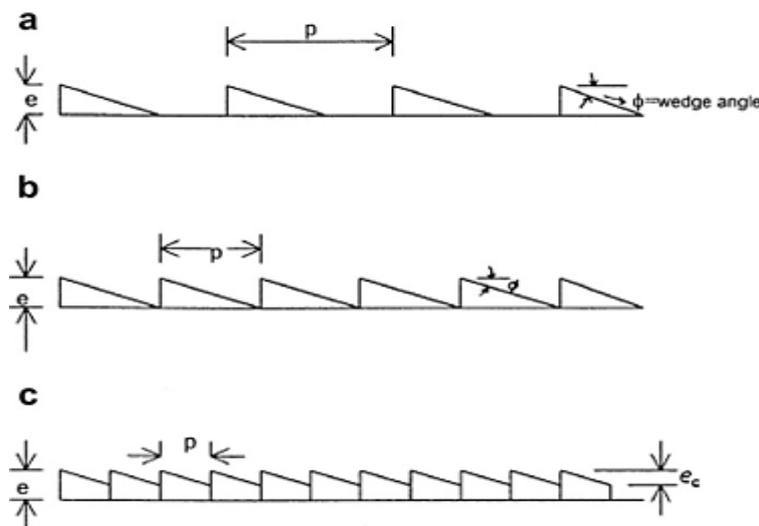


Figure 2.7.Nervures triangulaires [12]

Varun et autres [13] ont effectué une étude expérimentale sur des caractéristiques de transfert et de frottement de chaleur en employant une combinaison de nervures inclinées et transversales placées sur l'absorbeur de capteur solaire qui donne une meilleure performance thermique. La géométrie étudiée a été montrée dans figure 2.8

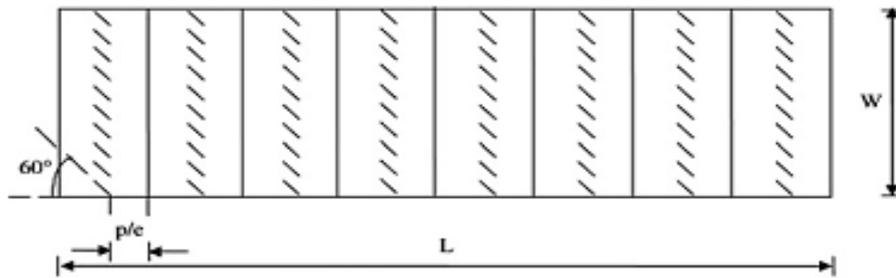


Figure 2.8 : Nervures inclinées et transversales [13]

Sriromrein et Promvong [14] ont réalisé une étude expérimentale pour étudier le coefficient de transfert de chaleur et le facteur de frottement dans d'une conduite rectangulaire rugueuse artificiellement avec des nervures en forme de Z. La géométrie de la rugosité est montrée dans figure 2.9. La nervure Z de 45° fournit une augmentation plus élevée, un taux de transfert de chaleur et a un meilleur comportement thermique.

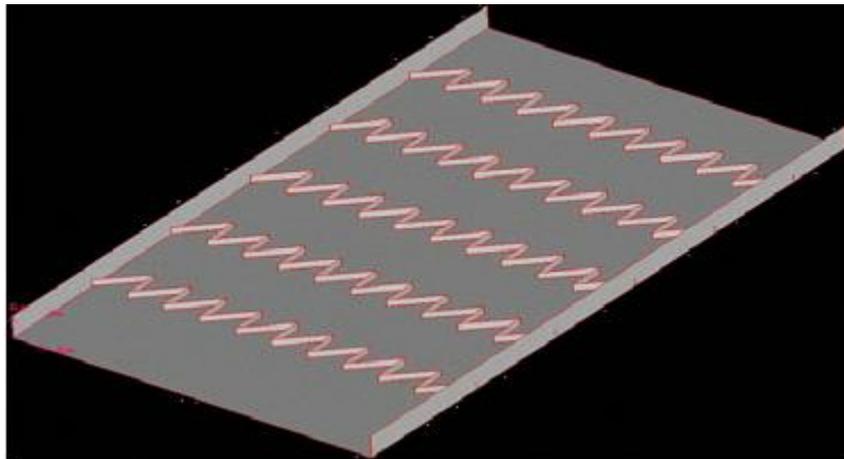


Figure 2.9 : Nervure sous forme de Z [14]

2.2. Effet de rugosité :

La rugosité de surface est considérée comme la technique la plus populaire pour améliorer le transfert forcé de chaleur par convection. Dans les capteurs solaires à air, la rugosité artificielle est attaché avec des nervures d'usinage de différentes formes (fossettes, saillie) ont été étudiées pour le perfectionnement d'exécution du capteur solaire à air. Les éléments

répétés de rugosité sous forme de nervures régulièrement espacées sont employées pour augmenter des taux de transfert de chaleur.

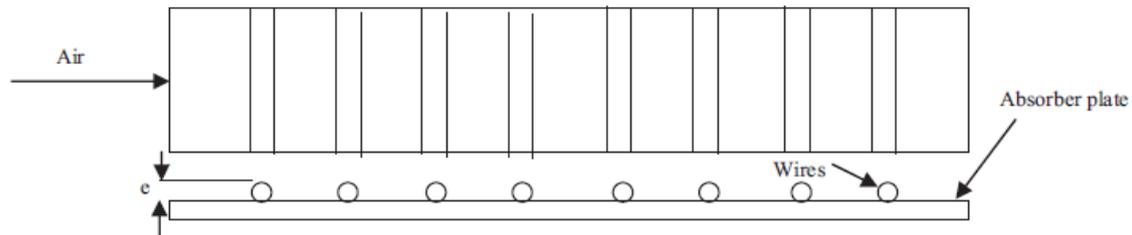


Figure 2.10 : Plaque d'absorbeur rugueuse avec des nervures transversales continues [15]

Jaurker et autres [15] ont étudié sur les caractéristiques de flux du fluide de la chaleur et pour l'écoulement turbulent dans une conduite rectangulaire ayant répété la rugosité transversale intégrale de nervure-cannelure suivant les indications de figure 2.11 pour la chaîne du nombre de Reynolds de 3000-21.000. On a observé le perfectionnement du nombre de Nusselt de l'ordre de 2.75 fois du canal lisse et de 1.57 fois du canal à nervures avec la taille de nervure et l'espacement semblable. Considérant que les nervures dont le canal avec la taille et l'espacement semblable fournissent des valeurs du nombre de Nusselt de l'ordre de 1.7 fois qui canalisent pour la gamme des paramètres. D'une part le facteur de frottement augmente de l'ordre de 3.61 fois du canal lisse. Considérant qu'une conduite à nervures avec la taille et l'espacement semblables comme conséquence la valeur de facteur de frottement de l'ordre de 3 fois qui du canal lisse.

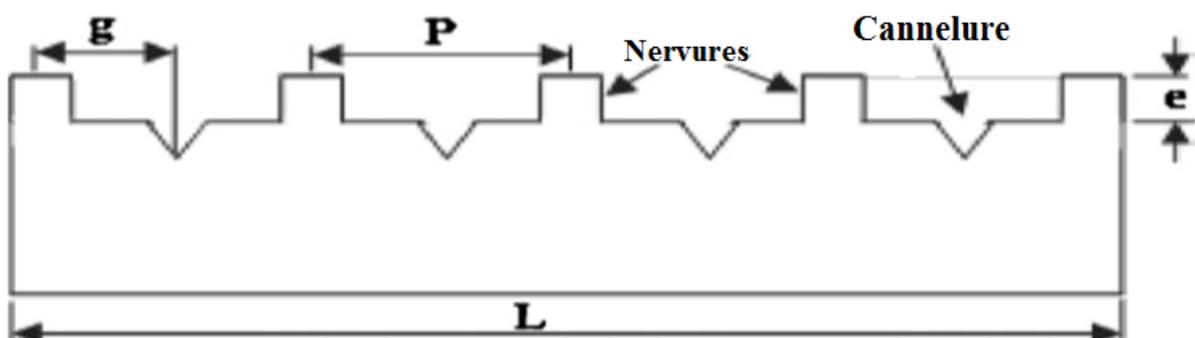


Figure 2.11 : Plaque d'absorbeur ayant la rugosité cannelée par nervure [16]

Les caractéristiques étudiées de transfert et de frottement de chaleur par Layek et autres [16] de la rugosité chanfreinée transversale intégrale répétée de nervure-cannelure suivant les indications de figure 2.12 pour une chaîne de nombre de Reynolds de 3000-21.000, lancement relatif de rugosité de 4.5-10, angle de chanfrein de 5-30°, position relative de cannelure de 0.3-0.6 et taille relative de rugosité de 0.022-0.04. Les auteurs ont rapporté que le nombre de Nusselt et le facteur de frottement ont augmenté de 3.24 fois et 3.78 fois respectivement par rapport au conduit lisse. Le perfectionnement maximum du nombre de Nusselt et du facteur de frottement était correspondance obtenue à la position relative de cannelure de 0.4.

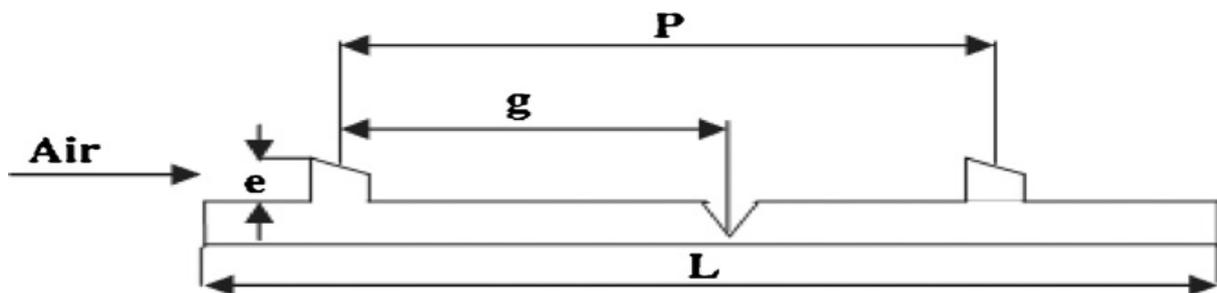


Figure 2.12 : Plaque d'absorbeur ayant chanfreiné la rugosité cannelée par nervure [16]

2.3. Effet des ailettes et des chicanes :

Ho-Ming [17] a fourni une approche théorique sur la façon de faire rentrer en considération l'effet des ailettes et des chicanes dans le système d'équilibre thermique des équations équilibrées, pour le capteur solaire avec vitrage en verre simple et double, dans des cas ascendants et descendants.

Mahammadi et Sabzpooshani [18] ont présenté une évaluation des performances complètes et des études paramétriques du capteur solaire simple vitrage avec des ailettes et des chicanes attachés au-dessus de la plaque d'absorbeur. Ils ont observé que l'augmentation du nombre d'ailettes et des chicanes peut réduire l'efficacité même d'une conception conventionnelle simple.

Fudholi et autres [19] ont étudié le comportement, les coûts et les avantages des capteurs solaires à doubles passes. Ils ont montré que le capteur solaire à double passe avec des ailettes est plus rentable comparé au capteur solaire à double passe sans ailettes pour une gamme du taux d'écoulement de la masse de 5.42 à 36.21.

EL-Sebaï et autres [21] ont évalué expérimentalement et théoriquement l'exécution thermique d'un capteur solaire à double passes. Ils ont également utilisé un absorbeur ondulé et ont comparé les résultats obtenus avec un absorbeur attaché avec des ailettes. Ils ont constaté que le capteur ondulé à double passe est plus efficace que celui des ailettes. En outre, l'efficacité thermo hydraulique maximum du capteur solaire avec absorbeur ondulé est plus haute que celle d'avec les ailettes.

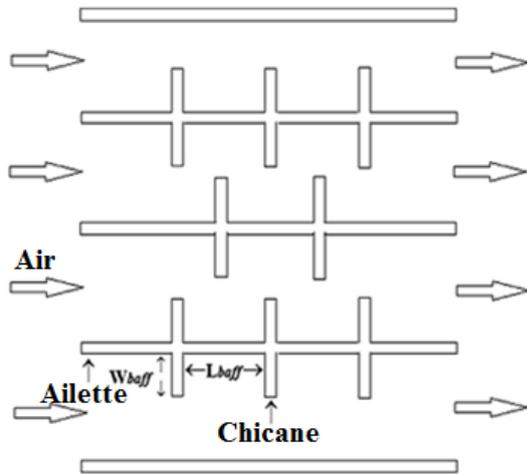


Figure 2.13 : Vue supérieure du capteur solaire avec des ailettes et des chicanes fixées sur l'absorbeur [21]

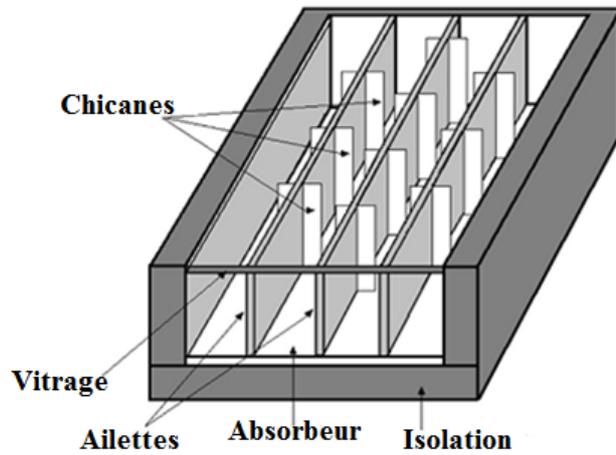


Figure 2.14 : Schéma de principe d'un capteur solaire avec des ailettes et des chicanes [21]

Chapitre 3

Bilan énergétique
et
formulation mathématique

Dans ce chapitre, une modélisation de comportement thermique stationnaire/instationnaire à base des bilans énergétiques pour trois types des capteurs : capteur solaire plan avec vitrage, capteur solaire plan sans vitrage et capteur solaire plan double passe avec vitrage, a été fournie en détail. Une discrétisation des systèmes d'équations non linéaire avec différence finis a été présentée ainsi que la solution par la méthode de Newton-Raphson. Le calcul a été expliqué par un algorithme et des organigrammes en régime stationnaire et instationnaire.

1. Description du problème

Dans ce travail nous avons pris trois types de capteurs solaires plans à air : type1-capteur solaire plan avec vitrage où l'air circule entre le vitrage et l'absorbeur. Type2-capteur solaire plan sans vitrage ou la circulation d'air se fait entre l'absorbeur et la plaque. Type3-capteur solaire plan double passe avec vitrage où circule à deux passages entre vitrage et l'absorbeur, et entre l'absorbeur et la plaque.

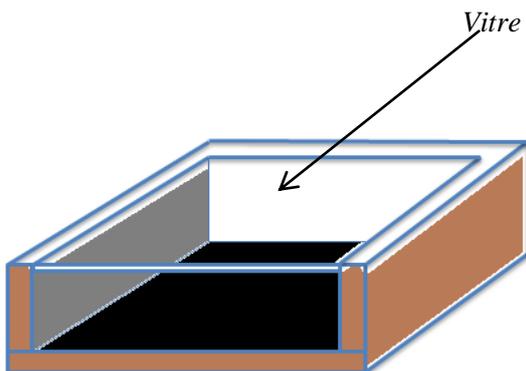


Figure 3.1 : Capteur solaire plan d'un seul passe avec vitrage

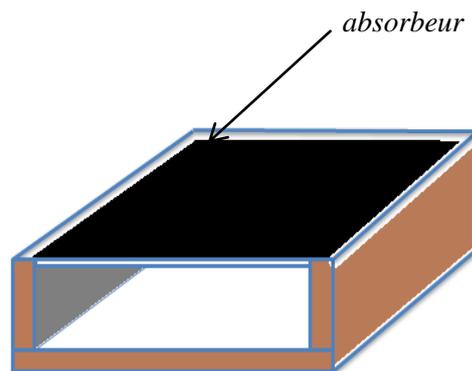


Figure 3.2 : Capteur solaire plan sans vitrage

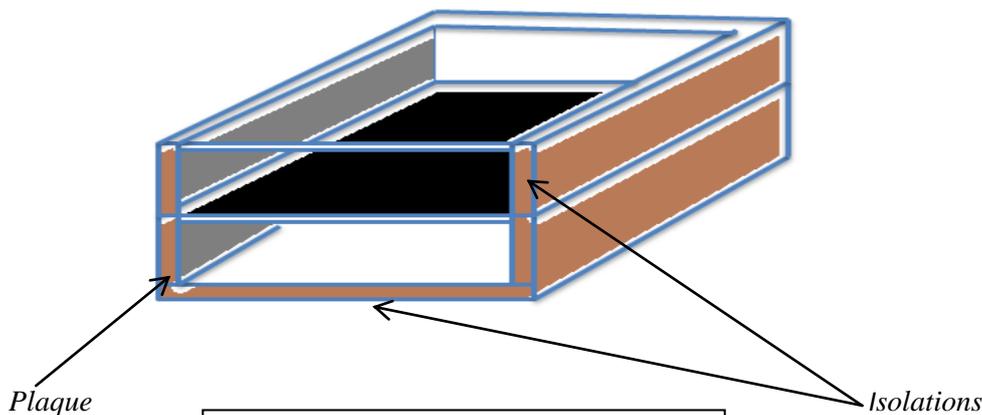


Figure 3.3 : Capteur solaire plan à double passe avec vitrage

2. Hypothèses simplificatrices

Pour modéliser les trois types de capteurs on va considérer les hypothèses suivantes :

- le problème physique est considéré comme unidimensionnel.
- les pertes de chaleur à partir du bord du capteur solaire sont négligeables.
- La température de l'air varie dans la direction du flux.
- L'absorption du rayonnement par l'air est négligeable.
- L'effet d'échange de rayonnement des ailettes et des chicane est négligeable.
- les coefficients de transfert de chaleur par convection Air/vitre et Air/absorbeur sont considérés égaux.
- Les propriétés thermo-physiques varient en fonction de la température.
- On a considéré que la surface extérieure de la plaque n'est pas peinte.

3. Circuits thermiques équivalents

Les schémas suivants représentent les différents échanges thermiques dans les trois modes :

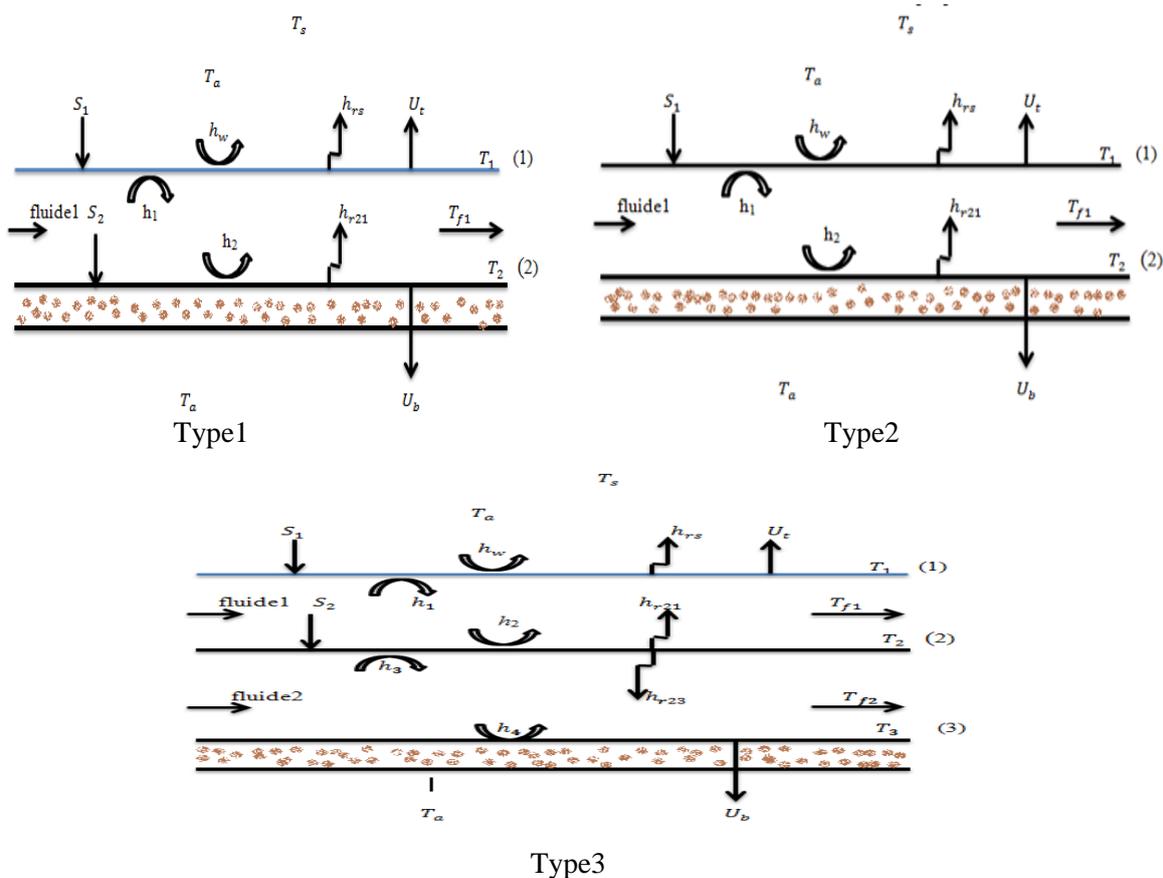


Figure 3.4 : Bilan énergétique des trois capteurs

Les circuits thermiques équivalents correspondant à chaque schéma sont comme suivants:

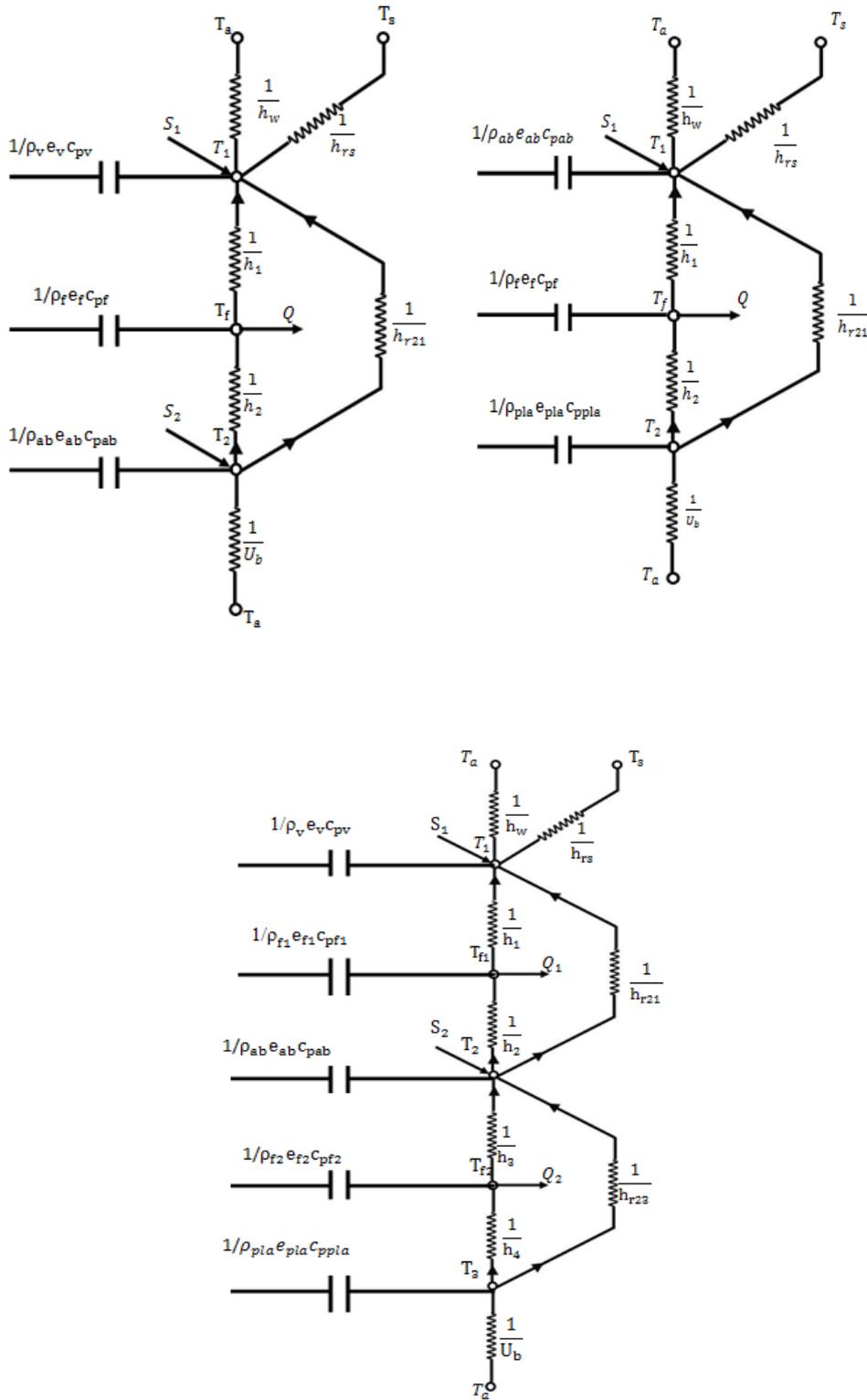


Figure 3.5: Circuits thermiques équivalents

4. Bilans énergétiques

Pour étudier le comportement thermique de chaque capteur, nous avons mentionné un bilan énergétique pour chaque composant de capteur au régime instationnaire qui nous a permis d'obtenir les systèmes d'équations suivantes :

Le type1:

Pour le vitrage :

$$S_1(t) + h_1(T_f - T_1) + h_{r21}(T_2 - T_1) - U_t(T_1 - T_a) = \rho_v C_{pv} e_v \frac{\partial T_v}{\partial t} \quad (3.1)$$

Pour le fluide :

$$h_2(T_2 - T_f) + h_1(T_f - T_1) - Q = \rho_f C_{pf} e_f \frac{\partial T_f}{\partial t} \quad (3.2)$$

Pour l'absorbeur :

$$S_2(t) - h_2(T_2 - T_f) - h_{r21}(T_2 - T_1) - U_b(T_2 - T_a) = \rho_{ab} C_{pab} e_{ab} \frac{\partial T_{ab}}{\partial t} \quad (3.3)$$

Le type2 :

Pour l'absorbeur :

$$S_1(t) + h_1(T_f - T_1) + h_{r21}(T_2 - T_1) - U_t(T_1 - T_a) = \rho_{ab} C_{pab} e_{ab} \frac{\partial T_{ab}}{\partial t} \quad (3.4)$$

Pour le fluide :

$$h_2(T_2 - T_f) - h_1(T_f - T_1) - Q = \rho_f C_{pf} e_f \frac{\partial T_f}{\partial t} \quad (3.5)$$

Pour la plaque :

$$-h_2(T_2 - T_f) - h_{r21}(T_2 - T_1) - U_b(T_2 - T_a) = \rho_{pla} C_{pla} e_{pla} \frac{\partial T_{pla}}{\partial t} \quad (3.6)$$

Le type3 :

Pour le vitrage :

$$S_1(t) + h_1(T_{f1} - T_1) + h_{r21}(T_2 - T_1) - U_t(T_1 - T_a) = \rho_v C_{pv} e_v \frac{\partial T_v}{\partial t} \quad (3.7)$$

Pour le fluide1 :

$$h_2(T_2 - T_f) - h_1(T_{f1} - T_1) - Q_1 = \rho_{f1} C_{pf1} e_{f1} \frac{\partial T_{f1}}{\partial t} \quad (3.8)$$

Pour l'absorbeur :

$$S_2(t) - h_2(T_2 - T_{f1}) - h_{r21}(T_2 - T_1) - h_3(T_{f2} - T_2) + h_{r23}(T_3 - T_2) = \rho_{ab} C_{pab} e_{ab} \frac{\partial T_{ab}}{\partial t} \quad (3.9)$$

Pour le fluide2 :

$$h_4(T_3 - T_{f2}) - h_3(T_{f2} - T_2) - Q_2 = \rho_{f2} C_{pf2} e_{f2} \frac{\partial T_{f2}}{\partial t} \quad (3.10)$$

Pour la plaque :

$$-h_4(T_3 - T_{f2}) - h_{r23}(T_3 - T_2) - U_b(T_3 - T_a) = \rho_{pla} C_{pla} e_{pla} \frac{\partial T_{pla}}{\partial t} \quad (3.11)$$

L'énergie thermique transportée dans une section élémentaire est représentée comme suite :

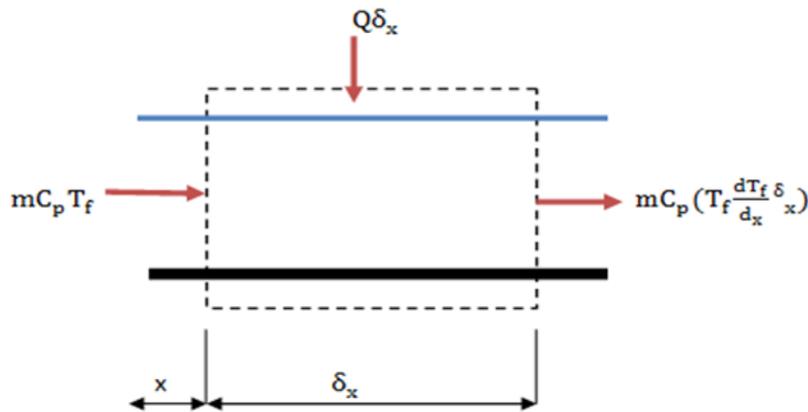


Figure 3.6 : Sens d'écoulement dans une section élémentaire de capteur solaire.

L'équation d'équilibre thermique pour cette section est :

$$mC_p T_f + QW\delta_x = mC_p \left(T_f + \frac{dT_f}{dx} \delta_x \right) \quad (3.12)$$

En simplifiant et en divisant par δ_x on obtient :

$$\frac{dT_f}{dx} = \frac{QW}{(mC_p)} \tag{3.13}$$

Donc :

$$Q = \frac{mC_p}{W} \frac{dT_f}{dx} \tag{3.14}$$

Les conditions aux limites et initiales sont comme suivants :

$$T_f(0, t) = T_{f1}(0, t) = T_{f2}(0, t) = T_a$$

$$T_1(x, 0) = T_2(x, 0) = T_3(x, 0) = T_a$$

5. Introduction des ailettes et chicanes

L'introduction des ailettes et des chicanes sur le bilan énergétique d'un capteur simple (figure3.7) a été présentée dans plusieurs références ([17], [18]).

Le schéma suivant représente la configuration d'un absorbeur avec ailette et chicanes rectangulaires.

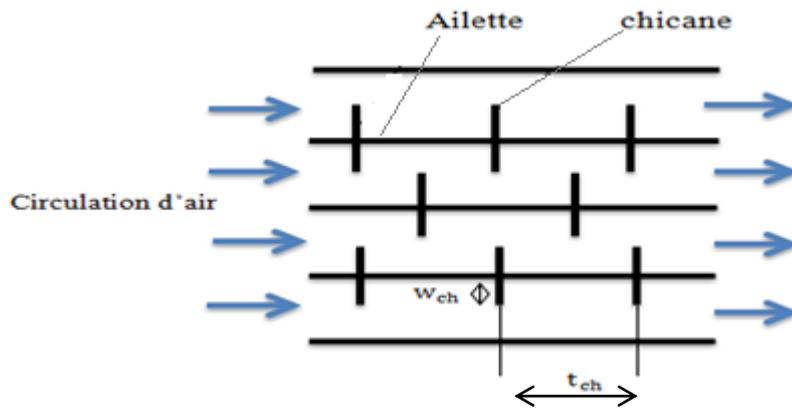


Figure 3.7: Vue supérieure d'un absorbeur avec ailettes et chicanes

La chaleur échangée par convection entre l'absorbeur et l'écoulement d'air peut être écrit par [17]:

$$Q = h A_c (T_2 - T_f(x)) \tag{3.15}$$

Si on ajoute des ailettes et des chicanes à l'absorbeur on obtient un coefficient de transfert de chaleur comme suit [17]:

$$Q = h A_{ai} \phi (T_2 - T_f(x)) \quad (3.16)$$

Où :

$$\phi = 1 + \left(\frac{A_{ai}}{A_t}\right) \eta_{ai} + \left(\frac{A_{ch}}{A_t}\right) \eta_{ch} \quad (3.17)$$

L'efficacité de l'ailette est définie par :

$$\eta_{ai} = \frac{\tanh(M_{ai}h)}{M_{ai}h} \quad (3.18)$$

Avec :

$$M_{ai} = \sqrt{\frac{2h(L+t_{ai})}{K_{ai}t_{ai}L}} \quad (3.19)$$

Où:

$$A_c = WL$$

$$A_{aic} = n(t_{ai}L)$$

$$A_{ai} = n(2w_{ai}L + t_{ai}L)$$

$$A_{ch} = 4nw_{ch}w_{ai}$$

$$A_t = A_c - A_{aic}$$

Le rendement des chicanes est défini par des corrélations ([17], [18]) comme suit :

Cas des chicanes placées sur la face supérieure d'absorbeur :

$$\eta_{ch} = 15.583(w_{ch}/D_h)^{0.0518}(L/t_{ch})^{-0.227} \quad (3.20)$$

Cas des chicanes placées sur la face inférieure d'absorbeur :

$$\eta_{ch} = 26.361(w_{ch}/D_h)^{-0.454}(L/t_{ch})^{-0.634} \quad (3.21)$$

Le diamètre hydraulique équivalent du conduit de circulation d'air est le même pour les trois types est comme suit :

Absence des ailettes et des chicanes :

$$D_h = 2(Wt)/(W + t) \quad (3.22)$$

Présence des ailettes et chicanes:

$$D_h = 4 S_e / P_e \quad (3.23)$$

Où :

$$S_e = Wt - n w_{ai} t_{ai} \quad (3.24)$$

$$P_e = \begin{cases} 2(W + t) + 2n w_{ai} & \text{pour } w_{ai} < t \\ 2(w + t) + 2n (w_{ai} - t_{ai}) & \text{pour } w_{ai} = t \end{cases} \quad \text{où} \quad (3.25)$$

On peut écrire le coefficient de convection sous la forme générale suivante :

$$h_{eq} = h \phi \quad (3.26)$$

$$\text{Où : } \phi = \begin{cases} 1 & \text{sans } A/C \\ 1 + \left(\frac{A_{ai}}{A_t}\right) \eta_{ai} & \text{avec } A \\ 1 + \left(\frac{A_{ai}}{A_t}\right) \eta_{ai} + \left(\frac{A_{ch}}{A_t}\right) \eta_{ch} & \text{avec } A/C \end{cases} \quad (3.27)$$

6. Rendement thermique et effectif

Le rendement thermique du capteur solaire à air peut être calculé comme suivant :

$$\eta = \frac{m C_p (T_{fs} - T_{fe})}{I A_p} \quad (3.28)$$

Pour un capteur solaire à air avec ailettes et chicanes, la chute de pression et le travail de la pompe seront considérées. Dans ce cas, le rendement effectif est défini par :

$$\eta_{eff} = \frac{m C_p (T_{fs} - T_{fe}) - W_p / C_f}{I A_p} \quad (3.29)$$

Où W_p est le travail de la pompe :

$$W_p = m \Delta P / (\rho \eta_{pm}) \quad (3.30)$$

Avec:

$$\Delta P = (1.465 \cdot 10^{-5}) R_e^{1.94} \left(\frac{w_{ch}}{D_h}\right)^{2.6} \left(\frac{L}{t_{ch}}\right)^{1.2} \quad (3.31)$$

7 .Méthode de discrétisation

On suppose que la chaleur utile transférer par le fluide est uniforme dans une section dx, donc la température moyenne de fluide à la sortie peut être trouvée par déférence finie comme suit :

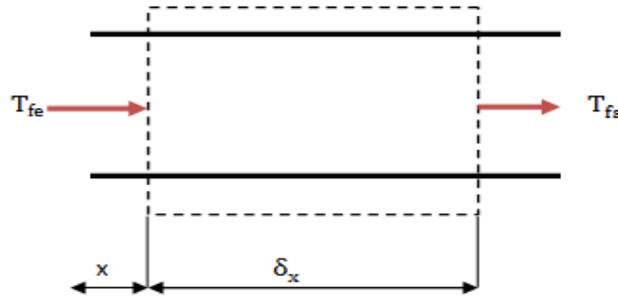


Figure 3.8 : Section élémentaire

$$\frac{dT_f}{dx} = \frac{T_{fs}-T_{fe}}{\delta_x} = \frac{QW}{mC_p} \tag{3.32}$$

Avec : $T_f = \frac{T_{fe}+T_{fs}}{2}$ alors que : $T_{fs} = 2T_f - T_{fe}$ (3.33)

En remplaçant l'équation (3.33) dans l'équation (3.32), on peut écrire la chaleur utile de fluide comme suite :

$$Q = \frac{2mC_p}{W\delta_x} (T_f - T_{fe}) \tag{3.34}$$

Pour le cas où il y a deux fluides (capteur solaire plan à double passes) :

$$Q_1 = \frac{2m_1C_p}{W\delta_x} (T_{f1} - T_{f1e}) \tag{3.35}$$

$$Q_2 = \frac{2m_2C_p}{W\delta_x} (T_{f2} - T_{f2e}) \tag{3.36}$$

Considérons : $\Gamma_1 = \frac{2m_1C_p}{W\delta_x}$ et $\Gamma_2 = \frac{2m_2C_p}{W\delta_x}$, dans ce cas les chaleurs Q_1 et Q_2 données par l'expression suivante :

$$Q_1 = \Gamma_1 (T_{f1} - T_{f1e}) \tag{3.37}$$

$$Q_2 = \Gamma_2 (T_{f2} - T_{f2e}) \tag{3.38}$$

Le terme temporel est calculé comme suit :

$$\frac{dT}{dt} = \frac{T - T_0}{\Delta t} \quad (3.39)$$

Où : T et T_0 représentent les températures à l'instant $n + 1$ et n .

En considérant le schéma implicite et en remplaçant les équations (3.34), (3.37), (3.38) et (3.39) dans les systèmes d'équations non-linéaires (3.1) jusqu'à (3.11), on obtient les systèmes matriciels suivants :

Capteur1 :

$$\begin{bmatrix} (h_{r21} + h_1 + U_t + \frac{\rho_v e_v C_{pv}}{\Delta t}) & -h_1 & h_{r21} \\ h_1 & -(\Gamma + h_{eq} + h_1 + \frac{\rho_f e_f C_{pf}}{\Delta t}) & h_2 \\ -h_{r21} & -h_2 & (h_{r21} + h_{eq} + U_b + \frac{\rho_{ab} e_{ab} C_{pab}}{\Delta t}) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} T_1 \\ T_f \\ T_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} S_1(t) + U_t T_a - \frac{\rho_v e_v C_{pv} T_{10}}{\Delta t} \\ -\Gamma T_{fe} + \frac{\rho_f e_f C_{pf} T_{f0}}{\Delta t} \\ S_2(t) + U_b T_a - \frac{\rho_{ab} e_{ab} C_{pab} T_{20}}{\Delta t} \end{Bmatrix} \quad (3.40)$$

Capteur2 :

$$\begin{bmatrix} (h_{r21} + h_1 + U_t - \frac{\rho_{ab} e_{ab} C_{pab}}{\Delta t}) & -h_1 & h_{r21} \\ h_1 & -(\Gamma + h_{eq} + h_1 + \frac{\rho_f e_f C_{pf}}{\Delta t}) & h_2 \\ -h_{r21} & -h_2 & (h_{r21} + h_{eq} + U_b + \frac{\rho_{pla} e_{pla} C_{ppla}}{\Delta t}) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} T_1 \\ T_f \\ T_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} S_1(t) + U_t T_a - \frac{\rho_{ab} e_{ab} C_{pab} T_{10}}{\Delta t} \\ -\Gamma T_{fe} + \frac{\rho_f e_f C_{pf} T_{f0}}{\Delta t} \\ U_b T_a - \frac{\rho_{pla} e_{pla} C_{ppla} T_{20}}{\Delta t} \end{Bmatrix} \quad (3.41)$$

Capteur3 :

$$\begin{bmatrix} (h_{r21}+h_1+U_t+\frac{\rho_v e_v C_{pv}}{\Delta t}) & -h_1 & -h_{r21} & 0 & 0 \\ h_1 & -\left(\Gamma_1+h_{eq1}+h_1+\frac{\rho_{f1} e_{f1} C_{pf1}}{\Delta t}\right) & h_{eq1} & 0 & 0 \\ -h_{r21} & -h_{eq1} & \left(h_{eq1}+h_{eq2}+h_{r21}+h_{r23}+\frac{\rho_{ab} e_{ab} C_{pab}}{\Delta t}\right) & -h_{eq1} & -h_{r23} \\ 0 & 0 & h_{eq2} & -\left(\Gamma_2+h_{eq2}+h_4+\frac{\rho_{f1} e_{f1} C_{pf1}}{\Delta t}\right) & h_4 \\ 0 & 0 & -h_{r23} & -h_4 & \left(h_{r23}+h_4+U_b+\frac{\rho_{pla} e_{pla} C_{ppla}}{\Delta t}\right) \end{bmatrix}$$

$$\begin{Bmatrix} T_1 \\ T_{f1} \\ T_2 \\ T_{f2} \\ T_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} S_1(t)+U_t T_a - \frac{\rho_v e_v C_{pv} T_{10}}{\Delta t} \\ -\Gamma_1 T_{fe1} + \frac{\rho_{f1} e_{f1} C_{pf1} T_{f10}}{\Delta t} \\ S_2(t) - \frac{\rho_{ab} e_{ab} C_{pab} T_{20}}{\Delta t} \\ -\Gamma_2 T_{fe2} + \frac{\rho_{f2} e_{f2} C_{pf2} T_{f20}}{\Delta t} \\ U_b T_a - \frac{\rho_{pla} e_{pla} C_{ppla} T_{20}}{\Delta t} \end{Bmatrix} \quad (3.42)$$

Dans le cas de régime stationnaire les termes instationnaires s'annulent est les systèmes matricielles deviennent :

Capteur1 :

$$\begin{bmatrix} (h_{r21} + h_1 + U_t) & -h_1 & h_{r21} \\ h_1 & -(\Gamma + h_{eq} + h_1) & h_2 \\ -h_{r21} & -h_2 & (h_{r21} + h_{eq} + U_b) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} T_1 \\ T_f \\ T_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} S_1 + U_t T_a \\ -\Gamma T_{fe} \\ S_2 + U_b T_a \end{Bmatrix} \quad (3.43)$$

Capteur2 :

$$\begin{bmatrix} (h_{r21} + h_1 + U_t) & -h_1 & h_{r21} \\ h_1 & -(\Gamma + h_{eq} + h_1) & h_2 \\ -h_{r21} & -h_2 & (h_{r21} + h_{eq} + U_b) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} T_1 \\ T_f \\ T_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} S_1 + U_t T_a \\ -\Gamma T_{fe} \\ U_b T_a \end{Bmatrix} \quad (3.44)$$

Capteur 3 :

$$\begin{bmatrix} (h_{r21} + h_1 + U_t) & -h_1 & -h_{r21} & 0 & 0 \\ h_1 & -(\Gamma_1 + h_{eq1} + h_1) & h_{eq1} & 0 & 0 \\ -h_{r21} & -h_{eq1} & (h_{eq1} + h_{eq2} + h_{r21} + h_{r23}) & -h_{eq1} & -h_{r23} \\ 0 & 0 & h_{eq2} & -(\Gamma_2 + h_{eq2} + h_4) & h_4 \\ 0 & 0 & -h_{r23} & -h_4 & (h_{r23} + h_4 + U_b) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} T_1 \\ T_{f1} \\ T_2 \\ T_{f2} \\ T_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} S_1 + U_t T_a \\ -\Gamma_1 T_{fe1} \\ S_2 \\ -\Gamma_2 T_{fe2} \\ U_b T_a \end{Bmatrix} \quad (3.45)$$

8. Différents coefficients de transfert de chaleur

Les différentes corrélations utilisées pour calculer les coefficients de transfert de chaleur sont prises du travail d'Ong [2] et Mohammadi et autres [18].

Les corrélations de coefficient de transfert de chaleur par convection en régime laminaire ($Re < 2300$), transitoire ($2300 < Re < 6000$) et turbulent ($Re > 6000$) être respectivement comme suivant :

$$Nu = 5.4 + \frac{0.0019[Re Pr (D_h/L)]^{1.71}}{1 + 0.00563[Re Pr (D_h/L)]^{1.17}} \quad (3.46)$$

$$Nu = 0.116 (Re^{2/3} - 125) Pr^{1/3} \times \left[1 + (D_h/L)^{2/3} (\mu/\mu_w)^{0.14} \right] \quad (3.47)$$

$$Nu = 0.036 Re^{0.8} Pr^{1/3} (D_h/L)^{0.055} \quad (3.48)$$

Avec:

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (3.49)$$

$$Re = \frac{m D_h \rho}{\mu S_e} \quad (3.50)$$

$$h = \frac{Nu k}{D_h} \quad (3.51)$$

Les coefficients de transfert de chaleur par rayonnement sont comme suivant :

$$h_{r21} = \sigma (T_1^2 + T_2^2) (T_1 + T_2) \left(\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right) \quad (3.52)$$

$$h_{r23} = \sigma (T_3^2 + T_2^2) (T_3 + T_2) \left(\frac{1}{\epsilon_3} + \frac{1}{\epsilon_4} - 1 \right) \quad (3.53)$$

Le coefficient des pertes de chaleur supérieur pour les trois types des capteurs solaires peut être obtenu respectivement à partir :

$$U_{t1} = h_w + h_{rs1} \quad (3.54)$$

$$U_{t2} = h_w + h_{rs2} \quad (3.55)$$

Avec :

$$h_w = 5.7 + 3.8 V_w \quad (3.56)$$

$$h_{rs1} = \sigma \varepsilon_1 (T_1^2 + T_s^2) (T_1 + T_s) (T_1 - T_s) / (T_1 - T_a) \quad (3.57)$$

$$h_{rs2} = \sigma \varepsilon_2 (T_2^2 + T_s^2) (T_2 + T_s) (T_2 - T_s) / (T_2 - T_a) \quad (3.58)$$

Le coefficient inférieur des pertes de chaleur est indiqué par :

$$U_b = \frac{1}{i = \sum_1^{nl} \left(\delta_{iso} / k_{iso} \right) + 1/h_w} \quad (3.59)$$

Les propriétés physiques de l'air sont comme suites par Ong [2] :

Viscosité dynamique : $\mu = [1.983 + 0.00184(T - 27)]10^{-5}$

La masse volumique : $\rho = 1.1774 - 0.00359(T - 27)$

Conductivité thermique : $k = 0.02624 + 0.0000758(T - 27)$

La chaleur spécifique : $c_p = 1009$

La viscosité dynamique d'eau : $\mu_w = [0.002(T - 273)^2 - 0.3389(T - 273) + 17.199] 10^{-4}$

9. Calcul de rayonnement solaire

Le flux thermique de rayonnement solaire absorbé par la première surface est :

$$S_1(t) = \alpha_1 H(t) \quad (3.60)$$

$$S_2(t) = \tau \alpha_2 H(t) \quad (3.61)$$

Pour le capteur type 2 sans vitre, $S_2(t)$ est nul pour la plaque.

$H(t)$ Représente le rayonnement journalier global net reçu par la surface du capteur et calculé comme suit :

$$H(t) = H_{dr}(t) + H_{df}(t) + H_{rf}(t) \quad (3.62)$$

Où $H_{dr}(t)$ est le rayonnement direct, $H_{df}(t)$ est le rayonnement diffus et $H_{rf}(t)$ représente le rayonnement réfléchi par le sol.

10. Méthodes de résolution

En considérant le système d'équations non-linéaires de capteur 1 à titre d'exemple, on peut l'écrire sous la forme suivante :

$$\begin{cases} R_1(T_1, T_f, T_2) = 0 \\ R_2(T_1, T_f, T_2) = 0 \\ R_3(T_1, T_f, T_2) = 0 \end{cases} \quad (3.63)$$

Avec :

$$R_1 = (h_1 + h_{r21} + U_t + (\rho_v C_{pv} e_v / \Delta t)) T_1 + (-h_1) T_f + (h_{r21}) T_2 - (S_1 + U_t T_a) - (\rho_v C_{pv} e_v / d_t) T_{10} \quad (3.64)$$

$$R_2 = h_1 T_1 - (h_1 + h_{eq} + \Gamma + h_{st}) T_{f1} + h_2 T_2 + \Gamma T_{fe} + h_{st} T_{f0} \quad (3.65)$$

$$R_3 = -(h_{r21}) T_1 - (h_2) T_f + (h_{eq} + h_{r21} + U_b + (\rho_{ab} C_{pab} e_{ab} / \Delta t)) T_2 - (U_b T_a + S_2) - (\rho_{ab} C_{pab} e_{ab} / d_t) T_{20} \quad (3.66)$$

Avec :

$$h_{st} = (\rho_f C_{pf} e_f / \Delta t) \quad (3.67)$$

Pour résoudre ce système d'équation non linéaire on applique la méthode de Newton-Raphson comme suite :

$$[j_k(T^{(i)})] \{\Delta T\} = \{-R(T^{(i)})\} \quad (3.68)$$

Où :

$$j_k = \begin{bmatrix} \frac{\partial R_1}{\partial T_1} & \frac{\partial R_1}{\partial T_f} & \frac{\partial R_1}{\partial T_2} \\ \frac{\partial R_2}{\partial T_1} & \frac{\partial R_2}{\partial T_f} & \frac{\partial R_2}{\partial T_2} \\ \frac{\partial R_3}{\partial T_1} & \frac{\partial R_3}{\partial T_f} & \frac{\partial R_3}{\partial T_2} \end{bmatrix} \quad (3.69)$$

$$\{\Delta T\} = \{T^{(i+1)}\} - \{T^{(i)}\} \quad (3.70)$$

Le calcul des coefficients de la matrice Jacobien est comme suit :

$$\frac{\partial R_1}{\partial T_1} = \frac{\partial h_1}{\partial T_1} + \frac{\partial h_{r21}}{\partial T_1} + \frac{\partial U_t}{\partial T_1} + \frac{\partial (\frac{\rho_v e_v C_{pv}}{\Delta t})}{\partial T_1} + (h_1 + h_{r21} + U_t + \frac{\rho_v e_v C_{pv}}{\Delta t}) + \frac{\partial h_{r21}}{\partial T_1} T_2 - \frac{\partial h_1}{\partial T_1} T_f \quad (3.71)$$

$$\frac{\partial R_1}{\partial T_f} = -\frac{\partial h_1}{\partial T_f} - h_1 + \frac{\partial h_1}{\partial T_f} T_1 - \frac{\partial h_{st}}{\partial T_f} - h_{st} + \frac{\partial h_{st}}{\partial T_f} T_{f0} \quad (3.72)$$

$$\frac{\partial R_1}{\partial T_2} = \frac{\partial h_{r21}}{\partial T_1} + h_{r21} - \frac{\partial h_{r21}}{\partial T_1} T_1 \quad (3.73)$$

$$\frac{\partial R_2}{\partial T_1} = \frac{\partial h_1}{\partial T_1} + h_1 - \frac{\partial h_1}{\partial T_1} T_f \quad (3.74)$$

$$\frac{\partial R_2}{\partial T_f} = \frac{\partial h_1}{\partial T_f} T_1 - \frac{\partial h_1}{\partial T_f} - \frac{\partial h_{eq}}{\partial T_f} - \frac{\partial \Gamma}{\partial T_f} - \frac{\partial h_{st}}{\partial T_f} - (h_1 + h_{eq} + \Gamma + h_{st}) + \frac{\partial h_{eq}}{\partial T_f} T_2 + \frac{\partial h_{st}}{\partial T_f} T_{f0} \quad (3.75)$$

$$\frac{\partial R_2}{\partial T_2} = \frac{\partial h_{eq}}{\partial T_2} + h_{eq} - \frac{\partial h_{eq}}{\partial T_2} T_f \quad (3.76)$$

$$\frac{\partial R_3}{\partial T_1} = \frac{\partial h_{r21}}{\partial T_2} + h_{r21} + \frac{\partial h_{r21}}{\partial T_2} T_f \quad (3.77)$$

$$\frac{\partial R_3}{\partial T_f} = -\frac{\partial h_{eq}}{\partial T_f} - h_{eq} - \frac{\partial h_{eq}}{\partial T_f} T_2 \quad (3.78)$$

$$\frac{\partial R_3}{\partial T_2} = -\frac{\partial h_{r21}}{\partial T_2} T_2 + \frac{\partial h_{eq}}{\partial T_2} + \frac{\partial U_b}{\partial T_2} + \frac{\partial (\frac{\rho_{ab} e_{ab} c_{pab}}{\Delta t})}{\partial T_2} + (h_{r21} + U_b + h_{eq} + \frac{\rho_{ab} e_{ab} c_{pab}}{\Delta t}) - \frac{\partial h_2}{\partial T_2} T_f \quad (3.79)$$

La même méthode peut être appliquée par analogie pour les capteurs 2 et 3.

Le critère de convergence par la méthode de Newton-Raphson de ce calcul itératif est :

$$\| \{T^{(i+1)}\} - \{T^{(i)}\} \| < \varepsilon \quad (3.80)$$

11. Algorithme de calcul et organigrammes

Pour résoudre le système d'équilibre thermique des équations non linéaires obtenues pour les trois types de capteur solaire d'air, nous avons appliqué la méthode itérative de Newton-Raphson avec un étalon de critère de convergence de 10^{-4} , pour converger à la solution en chaque section. La température de sortie est obtenue en chaque section sera placée comme température d'entrée dans la prochaine section.

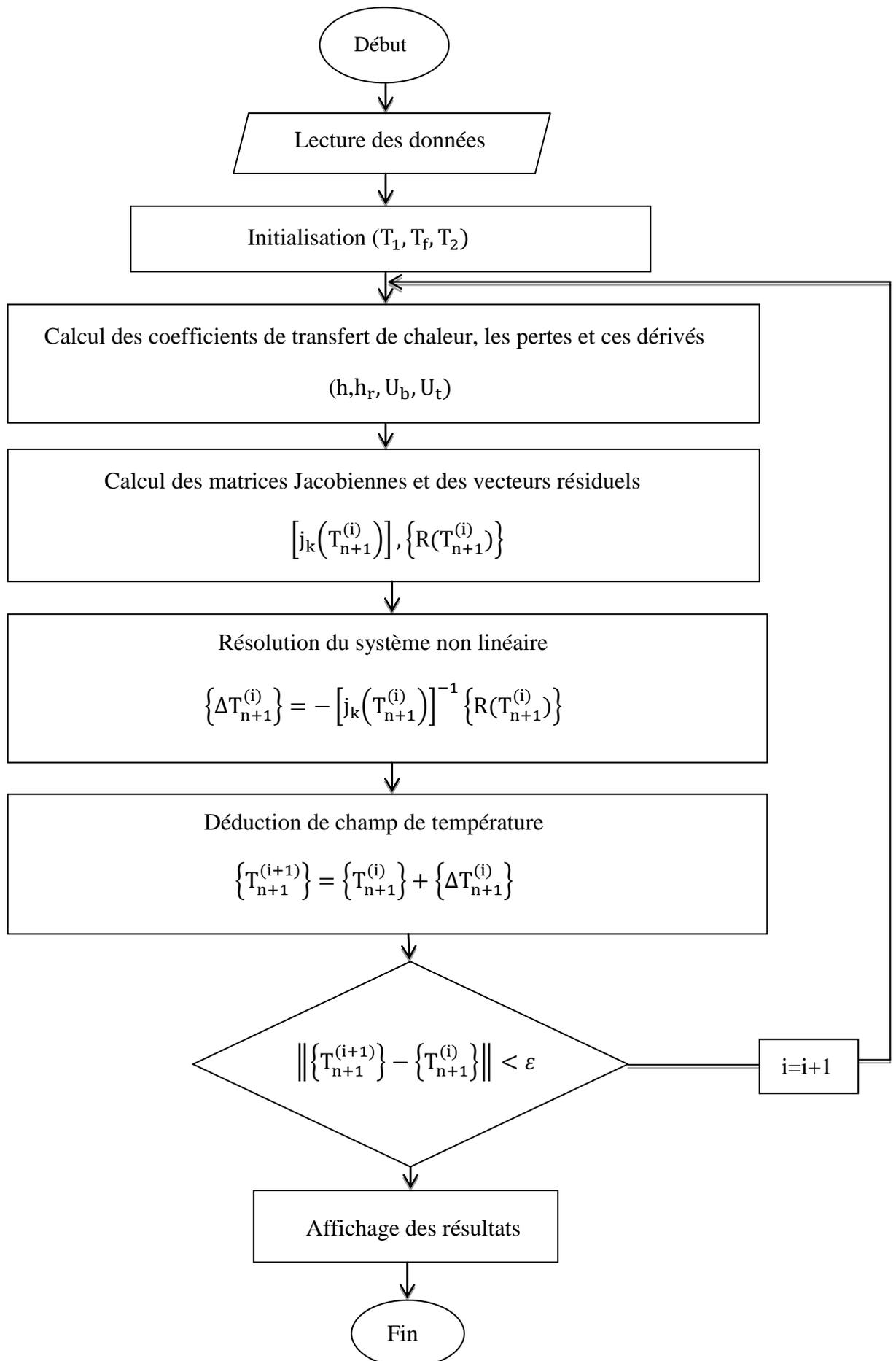
L'algorithme de calcul est comme suit :

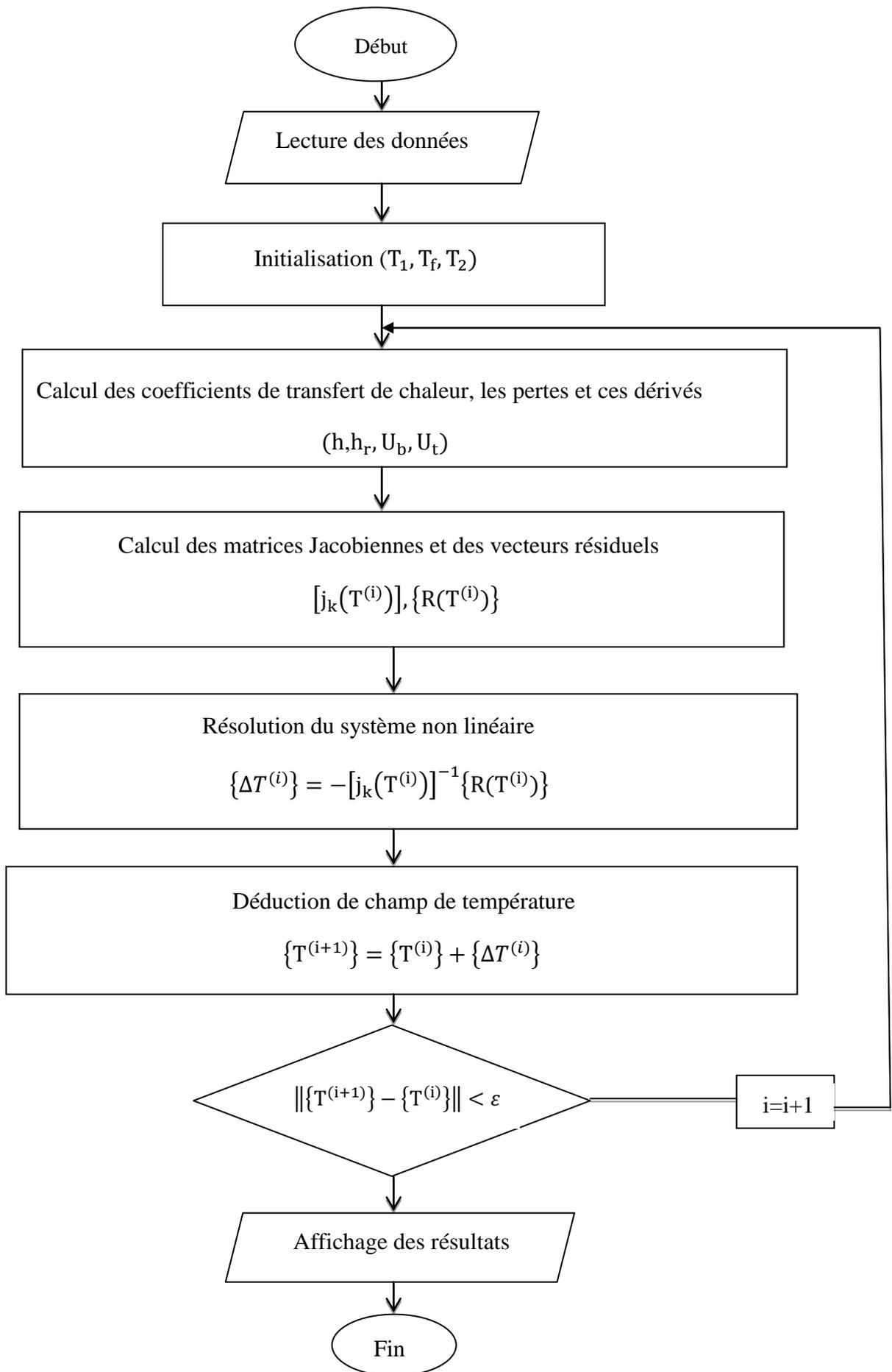
- Division de la longueur du capteur où la direction de circulation d'air en nombre spécifique des sections élémentaires.
- Initialisation des températures d'entrée des capteurs comme température ambiante.
- Calcul des différents coefficients de transfert de chaleur et de leurs dérivés en fonction des températures initialisées.

- Utilisation des systèmes linéaires avec la méthode de Newton-Raphson, le problème sera résolu en renvoyant le résultat de chaque itération à la phase suivante, jusqu'à atteindre la condition d'itération d'arrêt pour obtenir la solution convergée.
- la température de la sortie de section élémentaire sera placée comme la température d'entrée pour la section suivante.

Ce procédé de calcul est répété jusqu'à finir toutes les sections élémentaires.

En utilisant des organigrammes ; l'algorithme peut être représenté en régime instationnaire et stationnaire comme suit :





Chapitre 4

Résultats, discussions
et
interprétation

Dans ce chapitre, les résultats des comportements des capteurs en régime stationnaire et instationnaire ont été présentés pour différents cas ainsi que la validation de régime stationnaire. Une étude paramétrique prenant en considération l'effet du débit massique, le nombre des ailettes et la largeur des chicanes, a été détaillée avec une représentation de rendements thermiques et effectifs. L'évolution journalière de la température de sortie de chaque capteur pour différents cas (sans A/C, avec A et avec A/C) ainsi que le rendement thermique, ont été simulés et présentés pour montrer l'effet d'introduction des ailettes et des chicanes en régime instationnaire.

1. Régime stationnaire

Pour faire une étude paramétrique des trois types des capteurs présentés ci-dessus utilisant notre programme écrit en MATLAB, pour les trois cas : absorbeur sans ailettes et chicane, absorbeur avec ailettes et absorbeur avec ailettes et chicanes, nous avons choisi le travail d'Ong [2] pour valider notre programmation.

1.1. Validation des résultats :

Pour valider notre programme, nous avons pris les mêmes cas considérés dans le travail d'Ong [2].

Les différentes données optiques, thermiques et géométriques sont présentées dans les tableaux suivants :

| | Vitrage | Absorbeur | Plaque |
|----------|---------|-----------|--------|
| α | 0.06 | 0.95 | / |
| ξ | 0.9 | 0.95 | 0.25 |
| τ | 0.84 | / | / |

Tableau 4.1 : Propriétés optiques des composantes des capteurs

| | Capteur 1 | Capteur 2 | Capteur 3 |
|----------------------|-----------|-----------|-----------|
| L (m) | 10 | 10 | 10 |
| W (m) | 0.254 | 0.254 | 0.254 |
| t_1, t_2 (m) | 0.0254 | 0.0254 | 0.0254 |
| X_{b1}, X_{b2} (m) | 0.025 | 0.025 | 0.025 |

Tableau 4.2 : Propriétés géométriques des capteurs [2]

En considérant $T_a = 27\text{ °C}$, $Re = 4000$ et $\varepsilon = 10^{-4}$, les résultats obtenues sont comparées avec celles de Ong [2] sont comme suites :

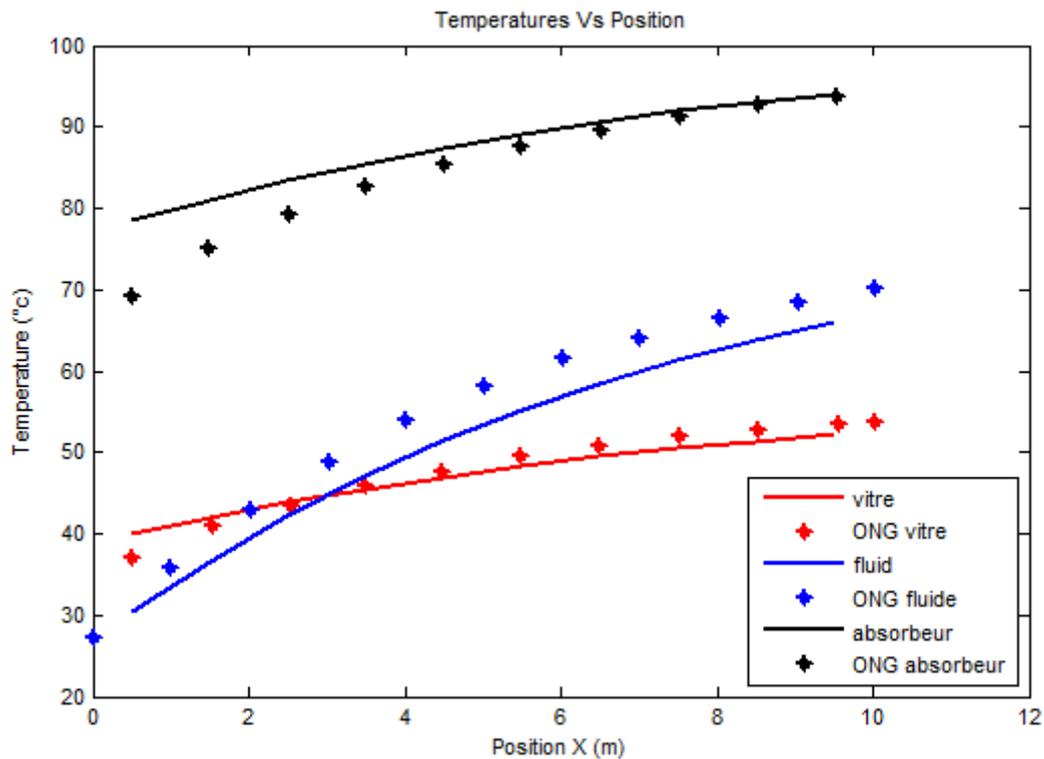


Figure 4.1 : Comparaison des résultats avec Ong [2] pour $Re = 4000$ en considérant le régime transitoire pour $2300 < Re < 6000$

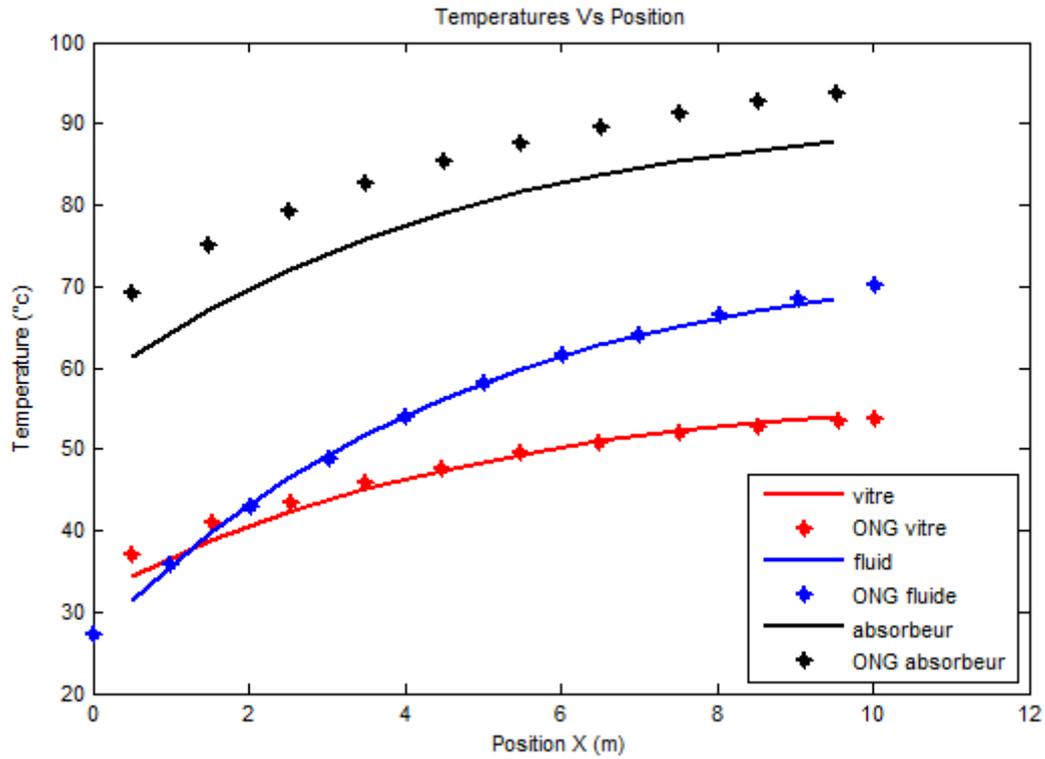


Figure 4.2 : Comparaison des résultats avec Ong[2] en considérant $Re=4000$ appartient au régime turbulent

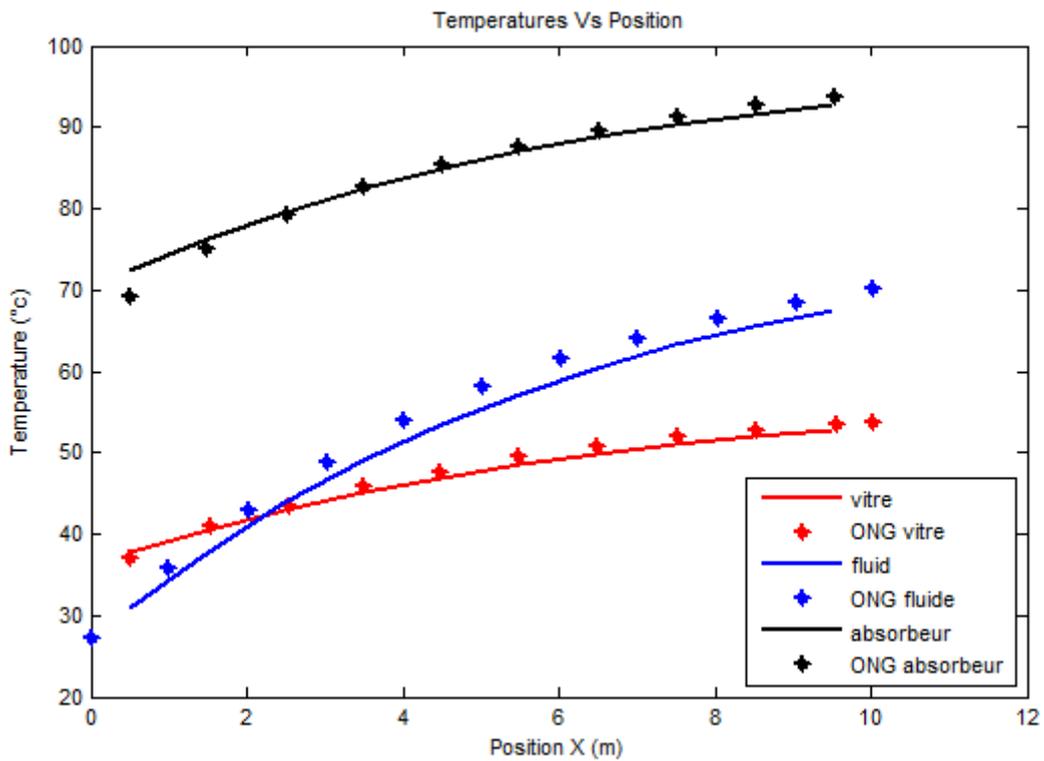


Figure 4.3 : Comparaison des résultats avec Ong[2] pour $Re=4000$, au régime turbulent avec la corrélation de Mohammadi[18]

| T_v | | | T_f | | | T_{ab} | | |
|--------------|---------|------------|--------------|---------|------------|--------------|---------|------------|
| Notre modèle | ONG | Erreur (%) | Notre modèle | ONG | Erreur (%) | Notre modèle | ONG | Erreur (%) |
| 37.4826 | 36.9907 | 1.33 | 30.6448 | 31.1358 | 1.57 | 72.2079 | 69.2791 | 4.23 |
| 40.0657 | 40.8772 | 1.99 | 37.711 | 39.3714 | 4.21 | 76.0947 | 75.0657 | 1.37 |
| 42.3426 | 43.4565 | 2.56 | 43.7717 | 42.846 | 2.16 | 79.4454 | 79.3537 | 0.12 |
| 44.3396 | 45.8505 | 3.30 | 48.9560 | 48.8197 | 0.30 | 82.3215 | 82.706 | 0.46 |
| 46.0841 | 47.6832 | 3.35 | 53.3786 | 54.0448 | 1.23 | 84.7815 | 85.4962 | 0.84 |
| 47.6026 | 49.5143 | 3.86 | 57.1428 | 58.1455 | 1.72 | 86.8796 | 87.7268 | 0.97 |
| 48.9207 | 50.7851 | 3.67 | 60.3404 | 61.6848 | 2.18 | 88.6647 | 89.5784 | 1.02 |
| 50.0619 | 52.0555 | 3.83 | 63.0521 | 64.101 | 1.64 | 90.1805 | 91.2450 | 1.16 |
| 51.0479 | 52.7656 | 3.26 | 65.3485 | 66.5163 | 1.76 | 91.4654 | 92.7243 | 1.36 |
| 52.5967 | 53.6439 | 1.95 | 67.2909 | 70.224 | 4.18 | 92.5531 | 93.6416 | 1.16 |

Tableau 4.3 : Comparaison des résultats de notre modèle avec Ong [2] pour le capteur 1.

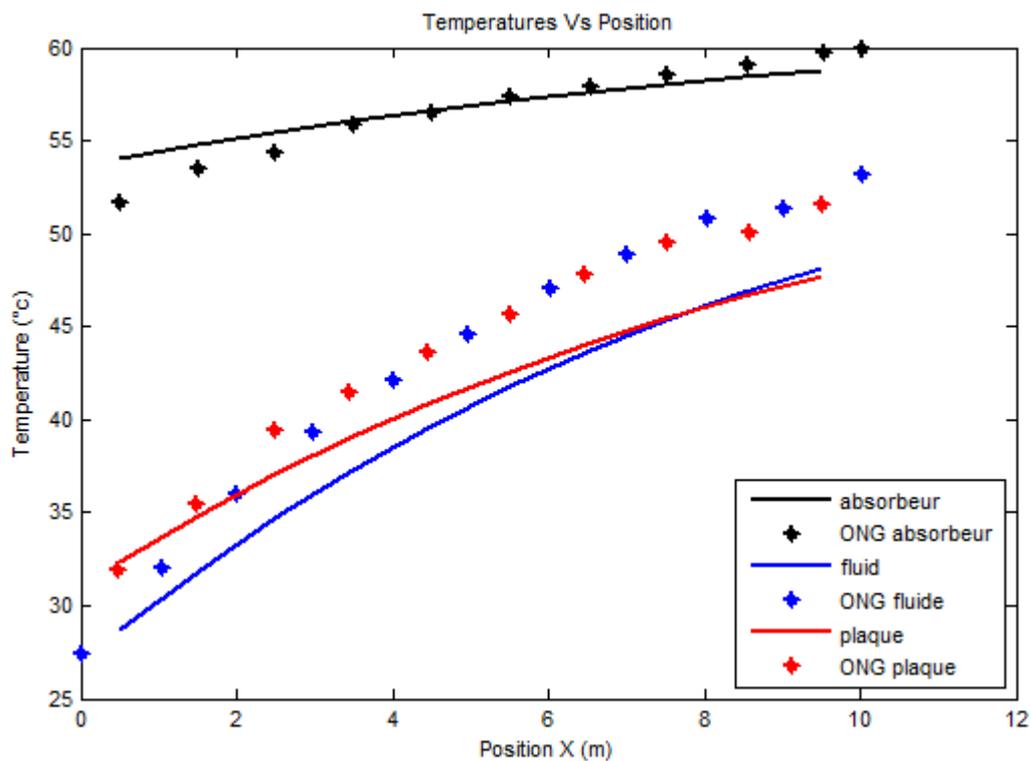


Figure 4.4 : Comparaison des résultats avec Ong[2] pour $Re=4000$ en considérant le régime transitoire pour $2300 < Re < 6000$

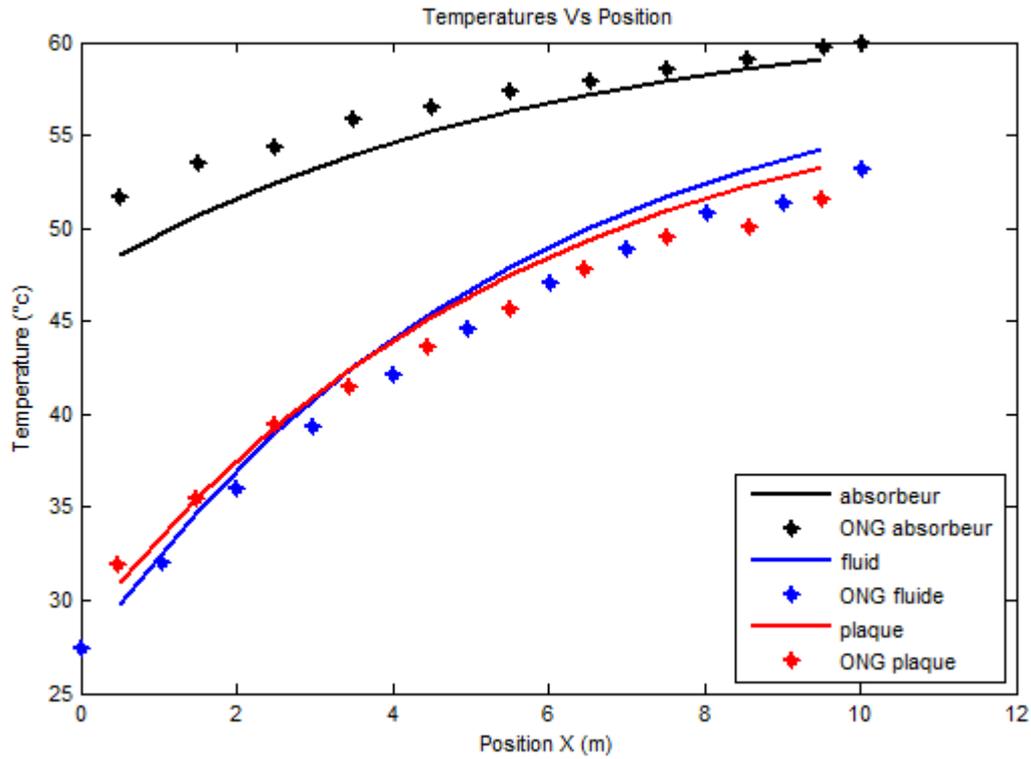


Figure 4.5 : Comparaison des résultats avec Ong[2] en considérant $Re=4000$ appartient au régime turbulent

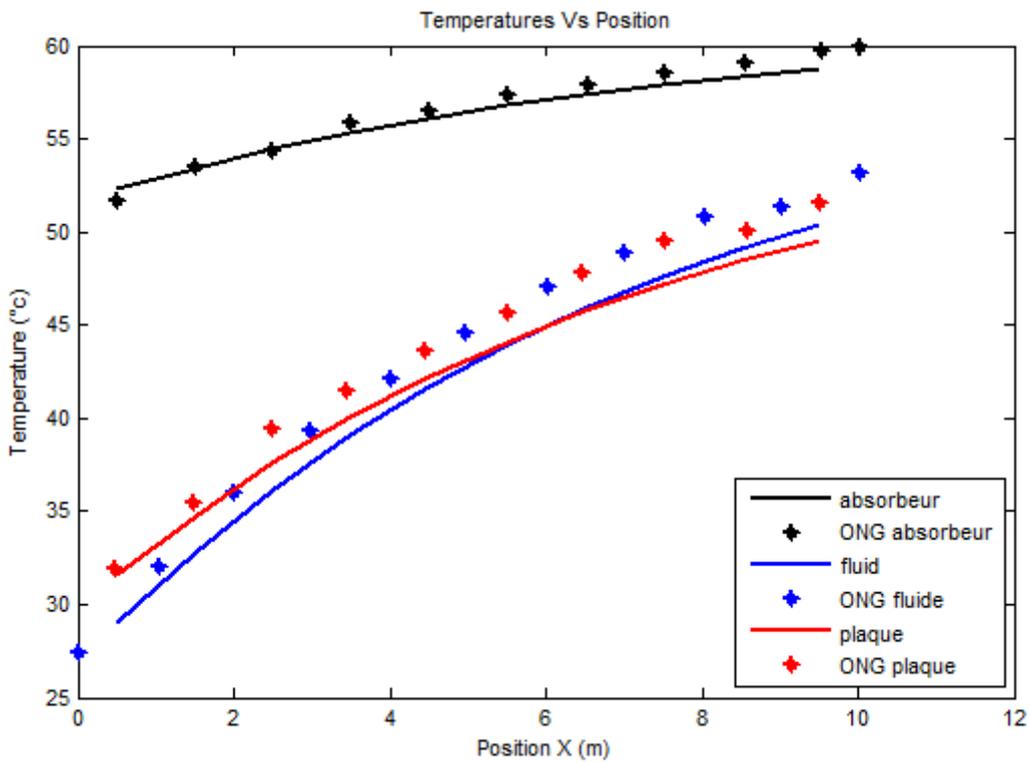


Figure 4.6 : Comparaison des résultats avec Ong [2] pour $Re=4000$, au régime turbulent avec la corrélation de Mohammadi [18]

| T _{ab} | | | T _f | | | T _{pla} | | |
|-----------------|---------|------------|----------------|---------|------------|------------------|---------|------------|
| Notre modèle | ONG | Erreur (%) | Notre modèle | ONG | Erreur (%) | Notre modèle | ONG | Erreur (%) |
| 52.1684 | 51.6617 | 0.98 | 28.8671 | 29.2103 | 1.18 | 31.4311 | 31.2730 | 0.51 |
| 53.2870 | 53.1391 | 0.28 | 32.6602 | 31.7442 | 2.89 | 34.6171 | 35.5370 | 2.59 |
| 54.2818 | 54.3087 | 0.05 | 35.9981 | 35.6591 | 0.95 | 37.4213 | 38.2672 | 2.21 |
| 55.1637 | 55.4769 | 0.56 | 38.9305 | 39.2667 | 0.86 | 39.8852 | 40.9967 | 2.71 |
| 55.9434 | 56.3389 | 0.70 | 41.5031 | 42.5684 | 2.50 | 42.0469 | 43.4202 | 3.16 |
| 56.6311 | 57.1994 | 0.99 | 43.7574 | 44.6500 | 2.00 | 43.9411 | 45.8430 | 4.15 |
| 57.2365 | 57.7537 | 0.90 | 45.7305 | 46.7270 | 2.13 | 45.5391 | 47.6530 | 4.44 |
| 57.7656 | 58.3065 | 0.93 | 47.4560 | 48.8086 | 2.77 | 47.0489 | 48.8495 | 3.69 |
| 58.2354 | 58.5530 | 0.54 | 48.9630 | 50.2726 | 2.60 | 48.3157 | 50.0423 | 3.45 |
| 58.6445 | 59.1058 | 0.78 | 50.2800 | 51.9877 | 3.28 | 49.4217 | 50.9351 | 2.97 |

Tableau 4.4 : Comparaison des résultats de notre modèle avec Ong [2] pour le capteur 2.

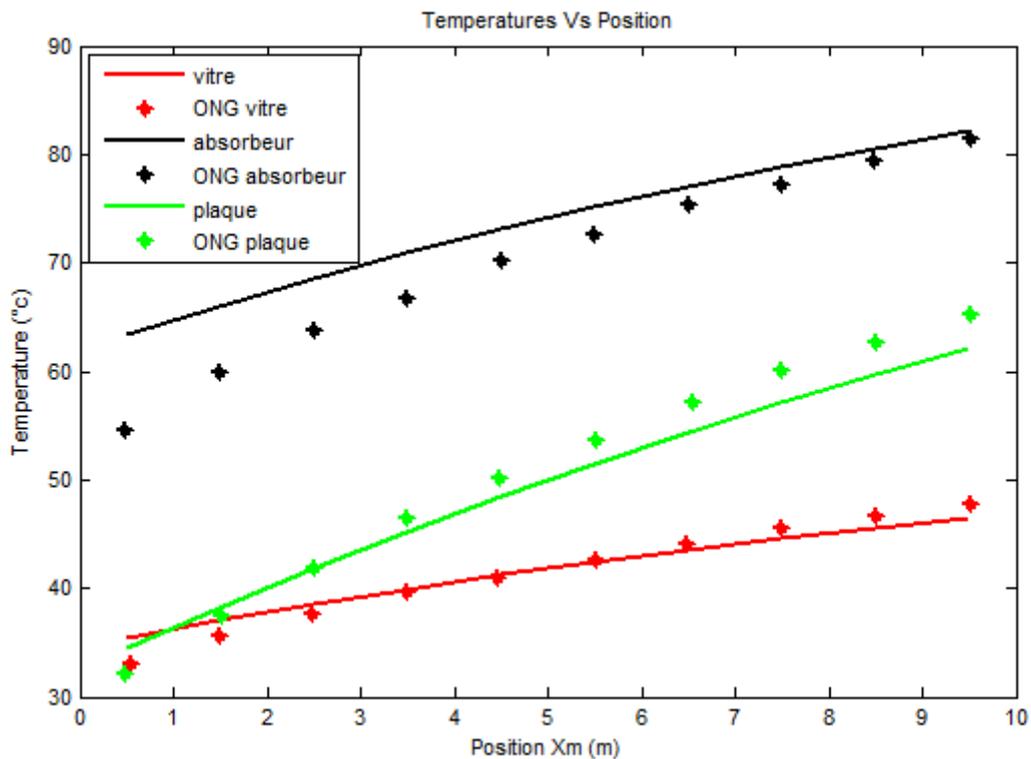


Figure 4.7 : Comparaison des résultats avec Ong [2] en considérant $Re=4000$ appartient au régime turbulent pour T_1 , T_2 et T_3

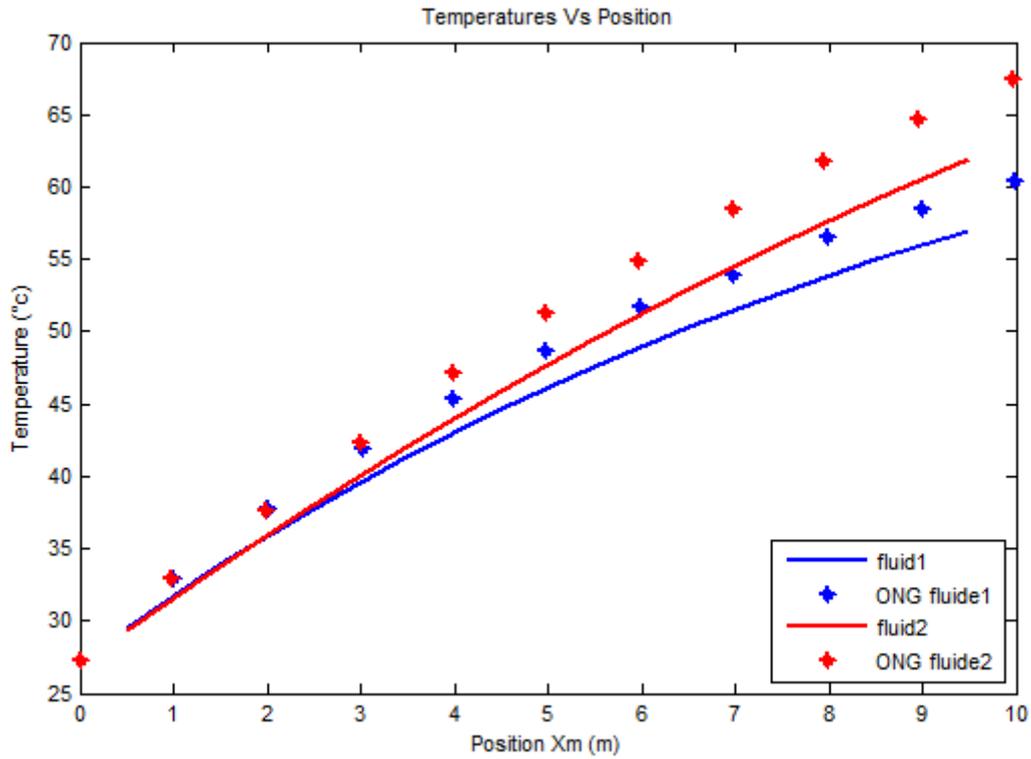


Figure 4.8 : Comparaison des résultats avec Ong[2] pour $Re = 4000$ en considérant le régime transitoire pour $2300 < Re < 6000$ pour T_1 , T_2 et T_3

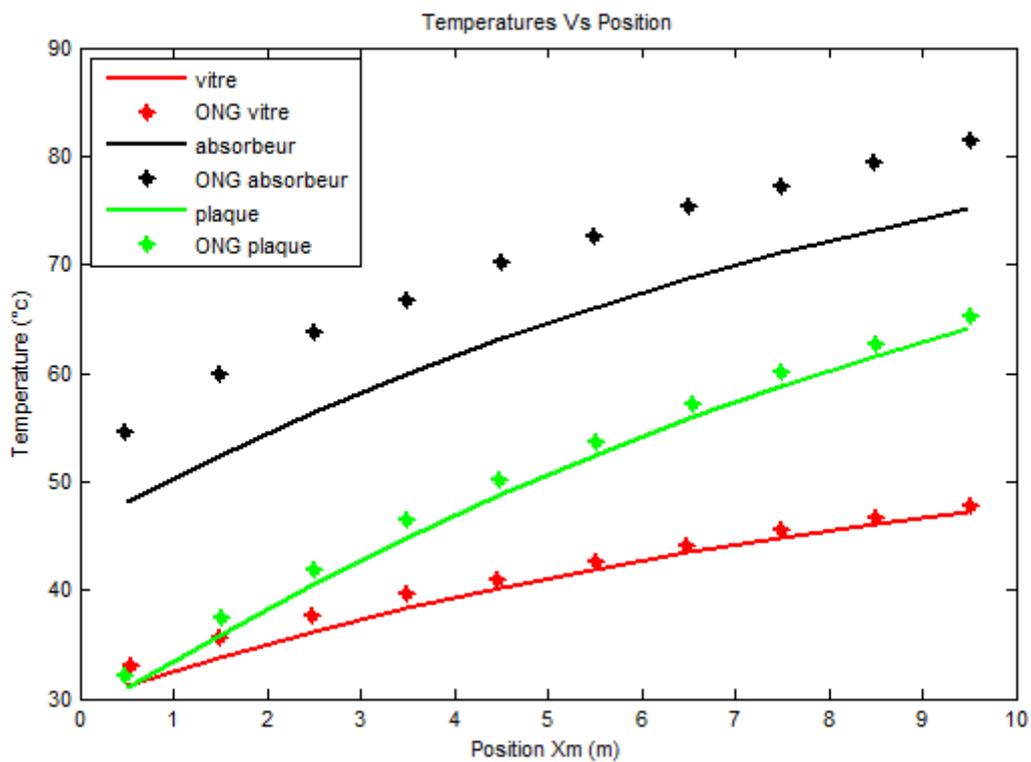


Figure 4.9 : Comparaison des résultats avec Ong[2] en considérant $Re=4000$ appartient au régime turbulent T_{f1} et T_{f2}

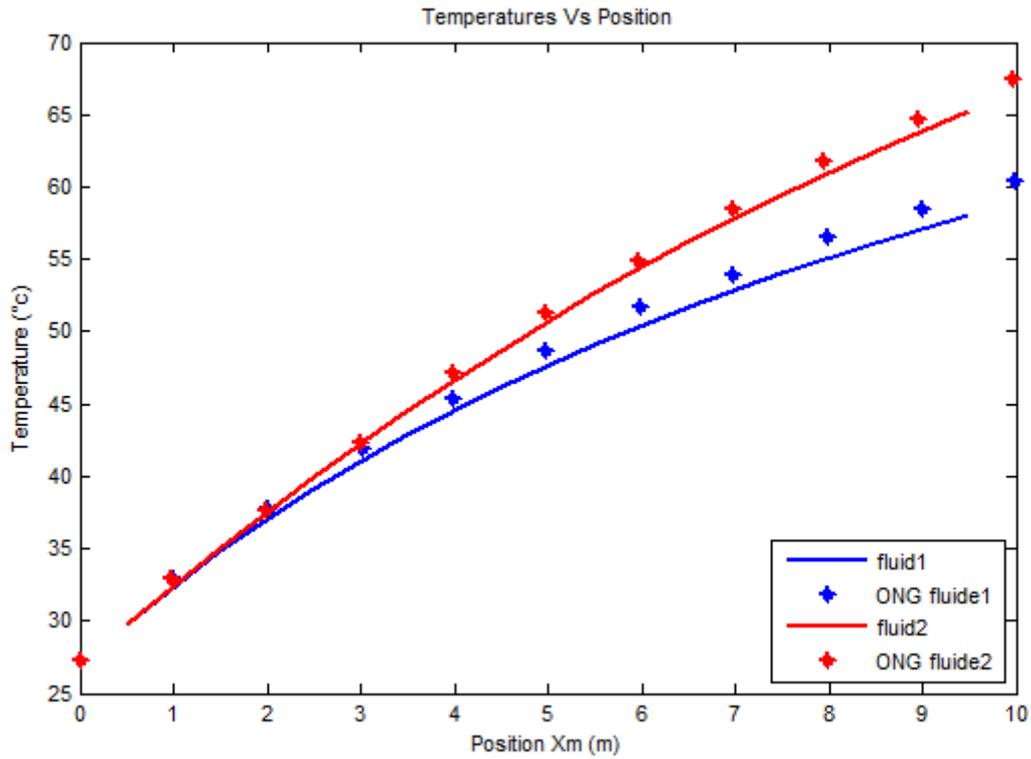


Figure 4.10 : Comparaison des résultats avec Ong[2] en considérant $Re=4000$ appartient au régime turbulent T_{f1} et T_{f2}

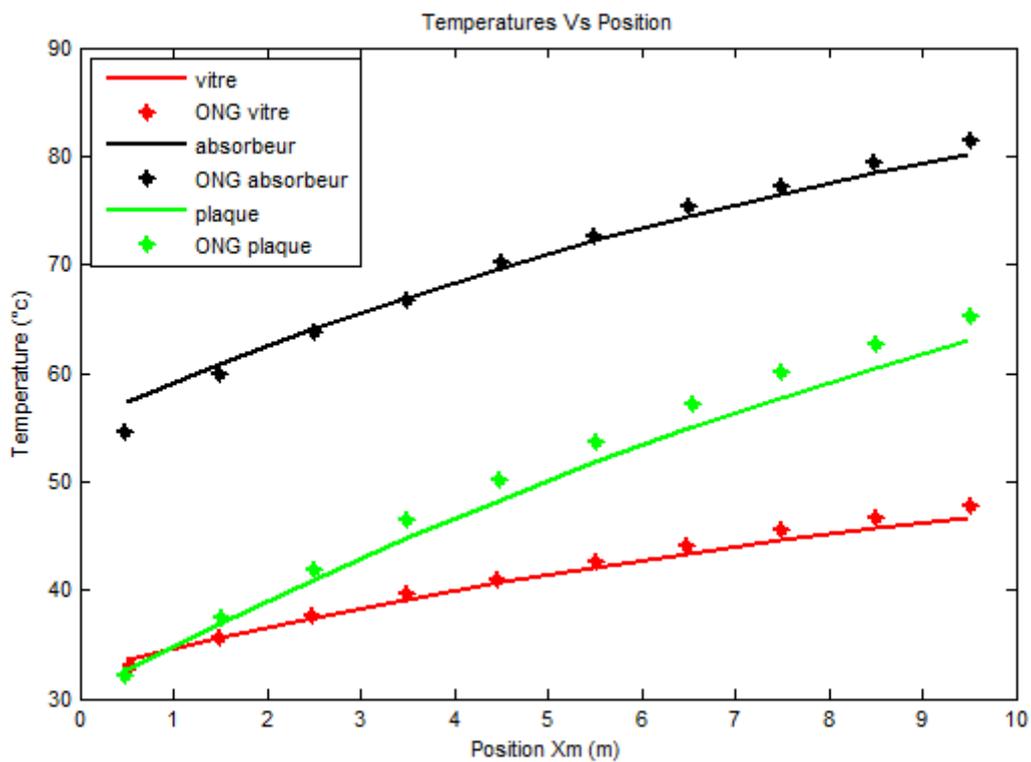


Figure 4.11 : Comparaison des résultats avec Ong[2] pour $Re=4000$, au régime turbulent avec la corrélation de Mohammadi [18] T_1 , T_2 et T_3

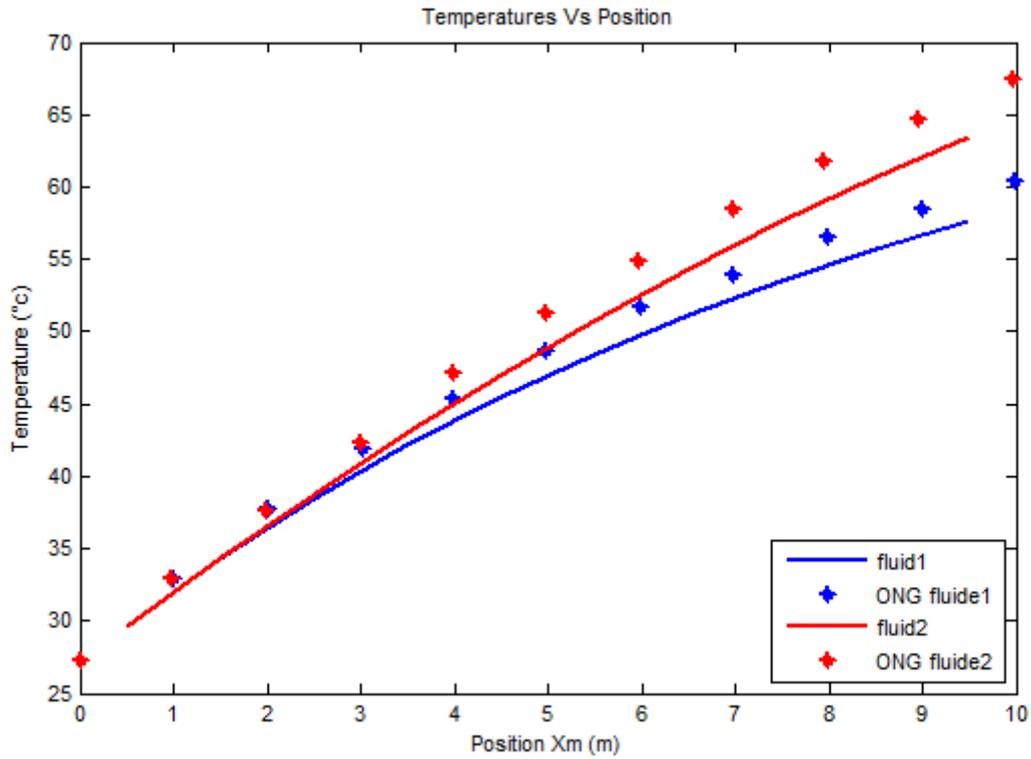


Figure 4.12 : Comparaison des résultats avec Ong[2] pour $Re=4000$, au régime turbulent avec la corrélation de Mohammadi[18] T_{f1} et T_{f2}

| T_v | | | T_{ab} | | | T_{pla} | | |
|--------------|---------|------------|--------------|---------|------------|--------------|---------|------------|
| Notre modèle | ONG | Erreur (%) | Notre modèle | ONG | Erreur (%) | Notre modèle | ONG | Erreur (%) |
| 33.2584 | 33.0426 | 0.65 | 57.2647 | 54.6146 | 4.85 | 32.5725 | 32.1587 | 1.29 |
| 35.2885 | 35.6898 | 1.12 | 60.7315 | 59.9056 | 1.38 | 38.8297 | 37.4114 | 3.79 |
| 37.2980 | 37.5929 | 0.78 | 63.9159 | 63.6963 | 0.34 | 40.8652 | 41.9159 | 2.51 |
| 38.9877 | 39.6826 | 1.75 | 66.8411 | 66.7353 | 0.16 | 44.672 | 46.4203 | 3.77 |
| 40.5318 | 41.0250 | 1.20 | 69.5286 | 70.1501 | 0.89 | 48.2479 | 50.1774 | 3.85 |
| 41.9444 | 42.5566 | 1.44 | 71.9977 | 72.6263 | 0.87 | 51.5946 | 53.5609 | 3.67 |
| 43.2350 | 44.0856 | 1.93 | 74.2661 | 75.2907 | 1.36 | 54.7168 | 57.1316 | 4.23 |
| 44.4236 | 45.6156 | 2.61 | 76.3500 | 77.2041 | 1.11 | 57.6216 | 60.1402 | 4.19 |
| 45.5111 | 46.5864 | 2.31 | 78.2642 | 79.4932 | 1.55 | 60.3176 | 62.5889 | 3.63 |
| 46.5090 | 47.7464 | 2.59 | 80.0222 | 81.4077 | 1.70 | 62.8145 | 65.2247 | 3.70 |

Tableau 4.5.A : Comparaison des résultats (vitre, absorbeur et de plaque) de notre modèle avec Ong [2] pour le capteur 3.

| T_{f1} | | | T_{f2} | | |
|--------------|---------|------------|--------------|---------|------------|
| Notre modèle | ONG | Erreur (%) | Notre modèle | ONG | Erreur (%) |
| 29.4773 | 30.824 | 4.36 | 29.4201 | 29.9907 | 1.90 |
| 34.1527 | 32.9157 | 3.76 | 34.1479 | 32.9155 | 3.74 |
| 38.3073 | 37.7945 | 1.36 | 38.6440 | 37.6073 | 2.76 |
| 42.0116 | 41.9256 | 0.21 | 43.6431 | 42.2989 | 3.18 |
| 45.3253 | 45.3082 | 0.04 | 46.9025 | 47.1774 | 0.58 |
| 48.2991 | 48.6913 | 0.84 | 50.6592 | 51.308 | 1.26 |
| 50.9759 | 51.7009 | 1.40 | 54.1705 | 54.8781 | 1.29 |
| 53.3920 | 53.9623 | 1.06 | 57.4427 | 58.4482 | 1.72 |
| 55.578 | 58.4859 | 4.97 | 60.484 | 61.8308 | 2.18 |
| 57.5602 | 60.3735 | 4.66 | 63.3042 | 64.6535 | 2.08 |

Tableau 4.5.B : Comparaison des résultats (fluide 1 et fluide 2) de notre modèle avec Ong [2] pour le capteur 3.

Les figures 4.1 jusqu'à 4.12 présentent une comparaison des résultats de notre modèle avec celles obtenues par Ong [2] pour des corrélations différentes. Les figures 3, 6, 11 et 12 montrent les résultats obtenus avec la corrélation de Mohammadi [18] pour le régime turbulent qui correspond à $Re=4000$. Ces résultats semblent être les plus proches aux résultats d'Ong [21] pour les trois capteurs avec une erreur relative acceptable.

1.2. Etude paramétrique :

Pour étudier l'influence des paramètres opérationnels et géométriques des capteurs avec ailettes et chicanes, nous avons pris les propriétés suivantes :

| | Capteur 1 | Capteur 2 | Capteur 3 |
|--------------|-----------|-----------|-----------|
| n | 6 | 6 | 6 |
| t_{ai} (m) | 0.002 | 0.002 | 0.002 |
| W_{ai} (m) | 0.05 | 0.05 | 0.05 |
| W_{ch} (m) | 0.03 | 0.03 | 0.03 |

Tableau 4.6 : Paramètres géométriques des ailettes et des chicanes.

Avec un débit de 0.0111 kg/s et conductivité thermique d'ailette de 60.5 w/(m.K).

a. Effet du nombre des ailettes :

Pour étudier l'effet d'introduction des ailettes sur l'absorbeur, nous avons choisi de comparer trois cas avec ailettes (n=4, 8, 12) par le cas sans A/C.

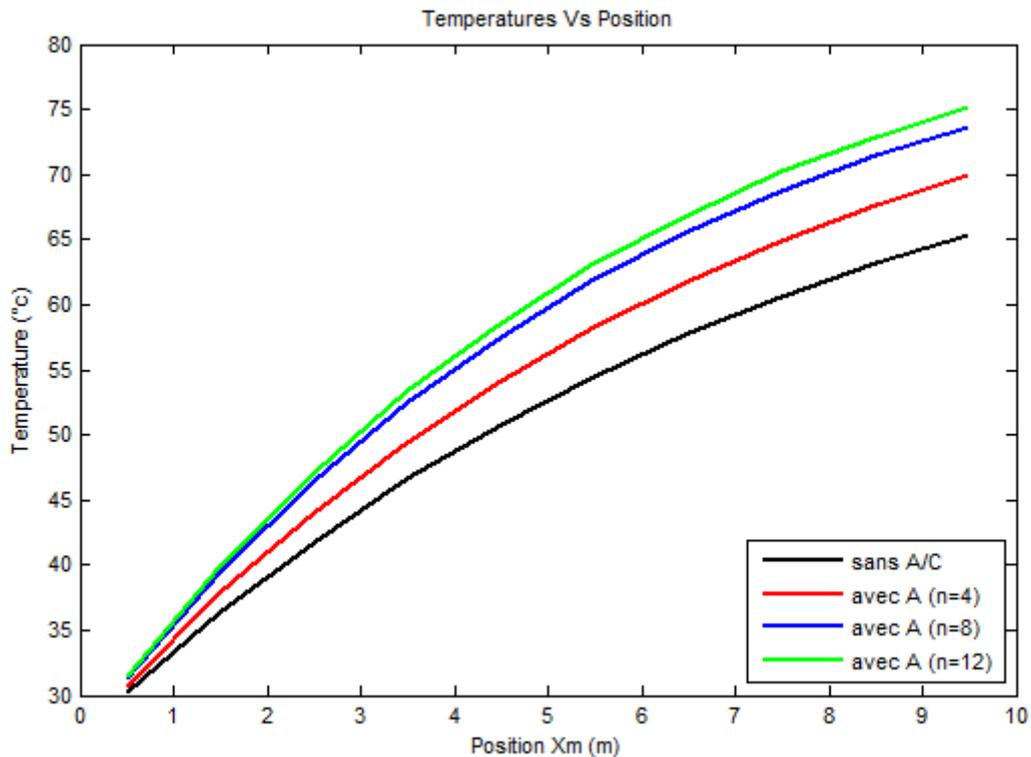


Figure 4.13 : Influence d'introduction de nombre des ailettes sur le profil de la température du fluide pour le capteur 1

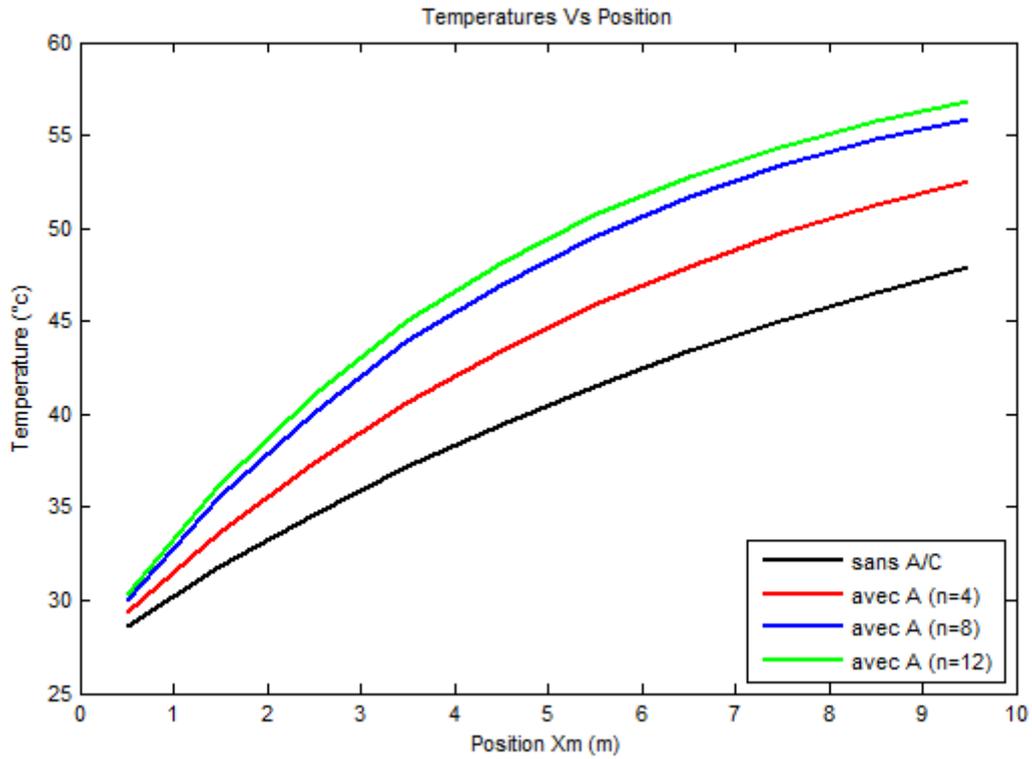


Figure 4.14 : Influence d'introduction de nombre des ailettes sur le profil de la température du fluide pour le capteur 2

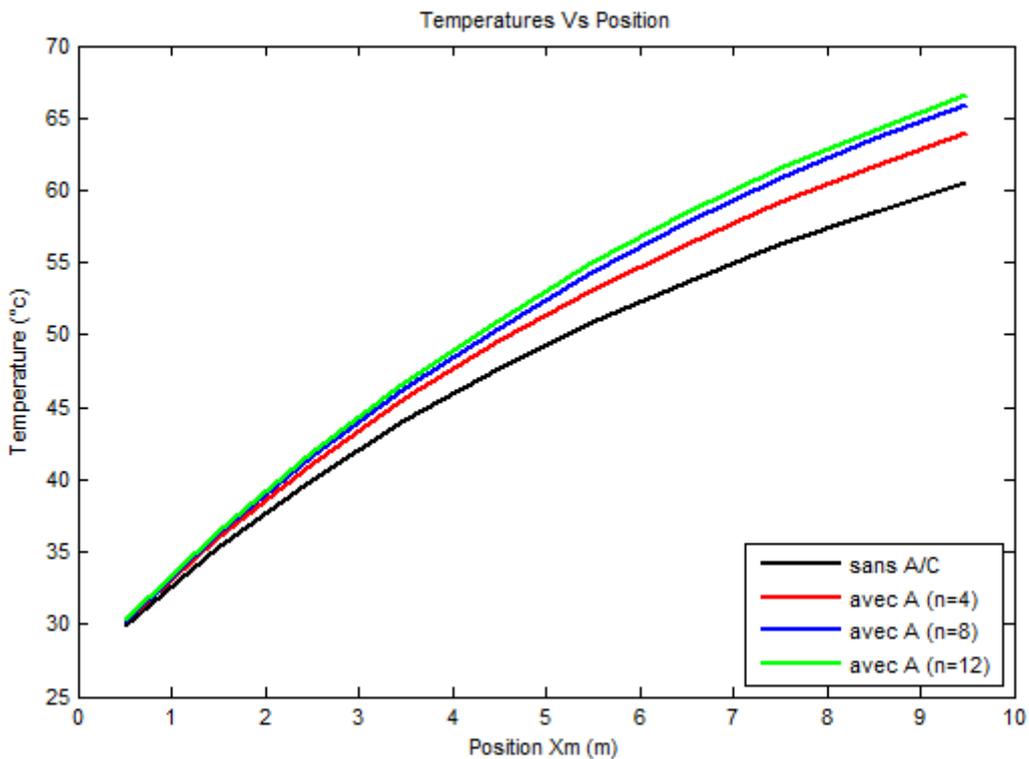


Figure 4.15 : Influence d'introduction de nombre des ailettes sur le profil de la température du fluide 1 pour le capteur 3

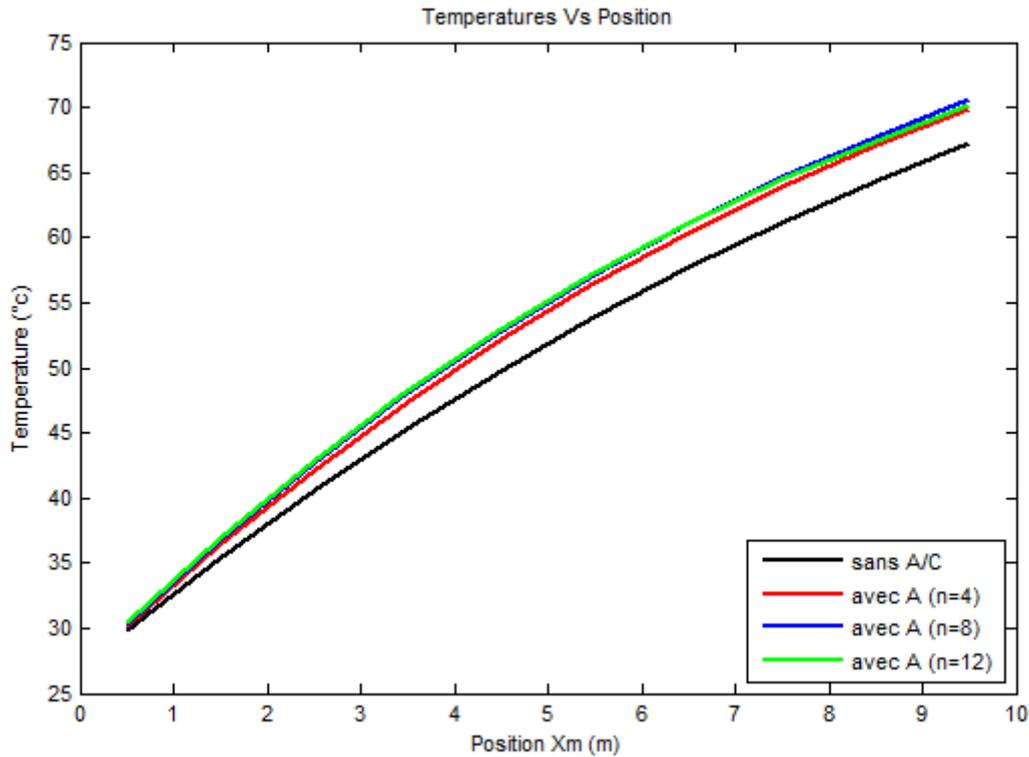


Figure 4.16 : Influence d'introduction de nombre des ailettes sur le profil de la température du fluide 2 pour le capteur 3

Les figure 4.12 jusqu'à 4.15 montrent l'influence du nombre des ailettes sur les profils des températures pour chaque passe dans les trois cas des capteurs. Nous avons remarqué que la température de fluide s'élève considérablement par rapport au cas simple avec l'augmentation du nombre des ailettes, et cela est dû à l'accélération du taux de rejet du flux conductif de la chaleur et de l'augmentation de la surface d'échange par convection.

b. Effet de la taille des chicanes :

Pour étudier l'effet de la taille des chicanes, on a choisi la largeur exprimée en fonction de la distance entre ailettes (D_{ai}) et on a pris trois rapport respectivement : $1/4$, $1/2$ et $3/4$.

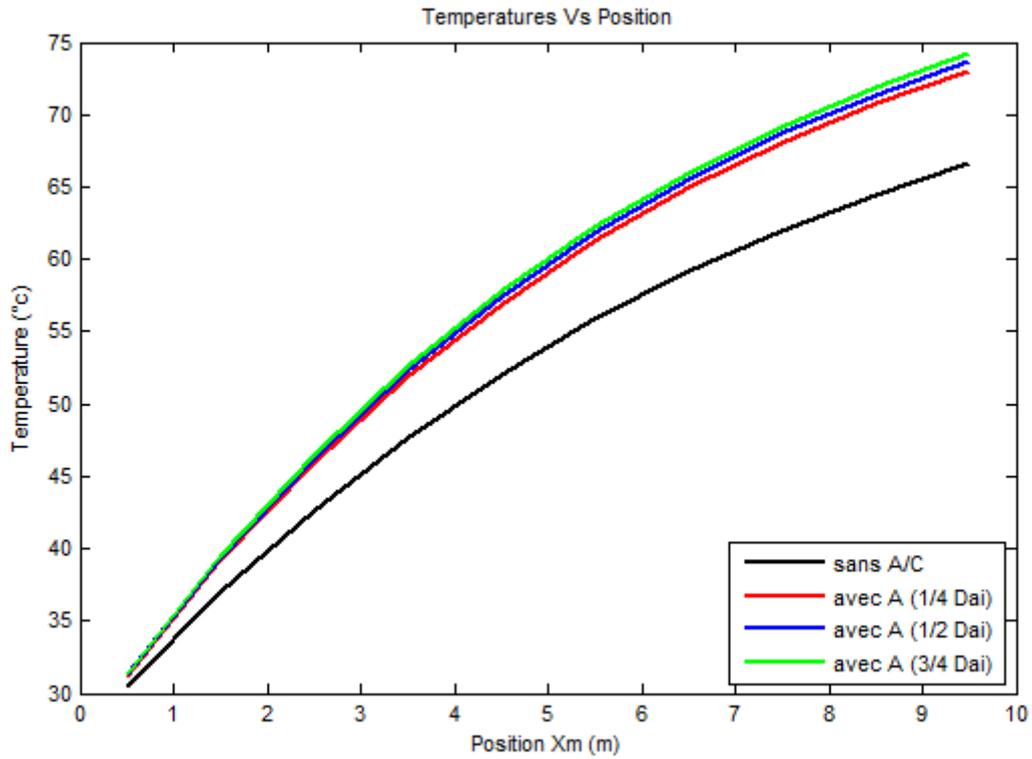


Figure 4.17 : Influence de la taille des chicane sur le profil de la température du fluide pour le capteur 1

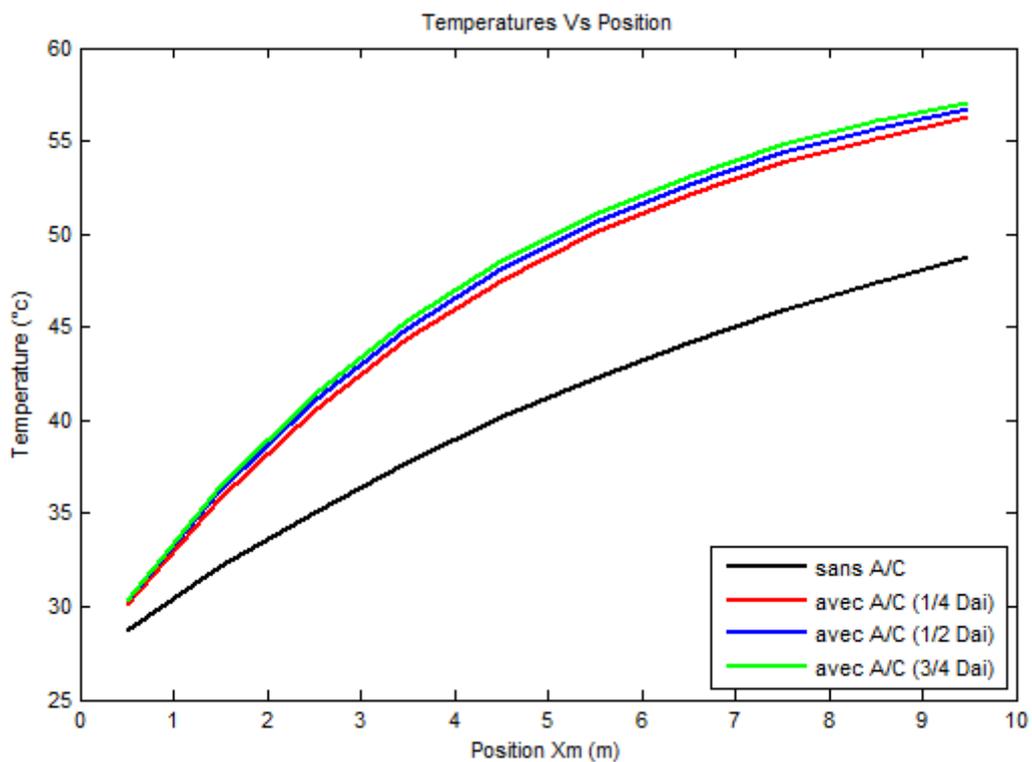


Figure 4.18 : Influence de la taille des chicane sur le profil de la température du fluide pour le capteur 2

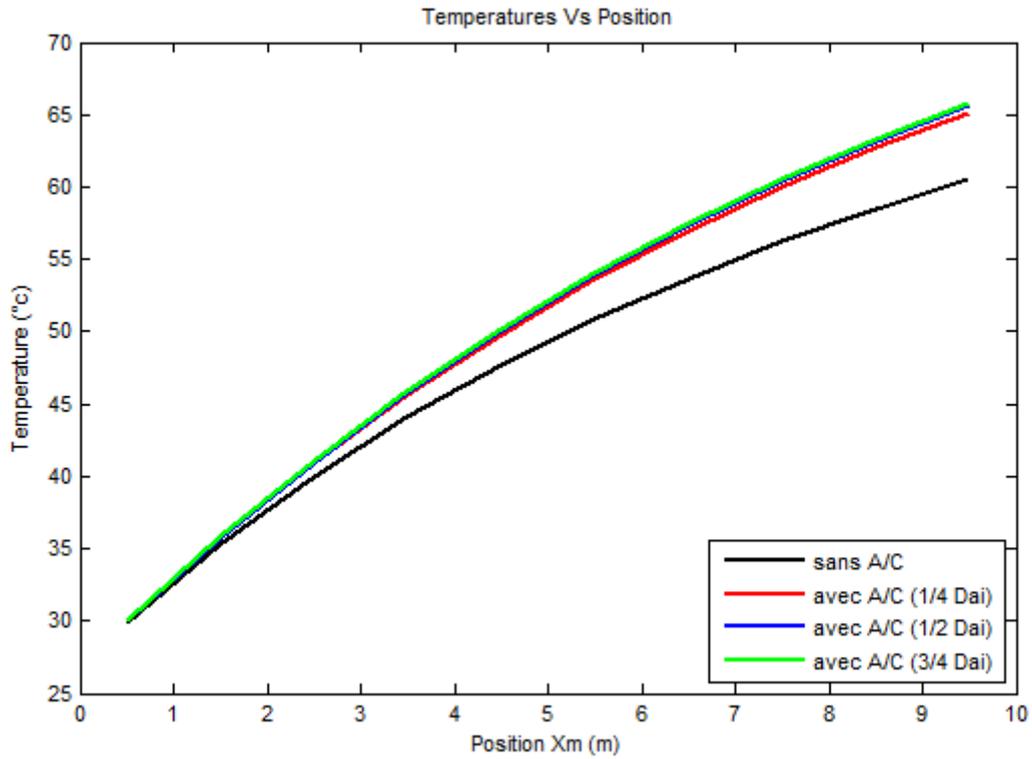


Figure 4.19 : Influence de la taille des chicanes sur le profil de la température du fluide1 pour le capteur 3

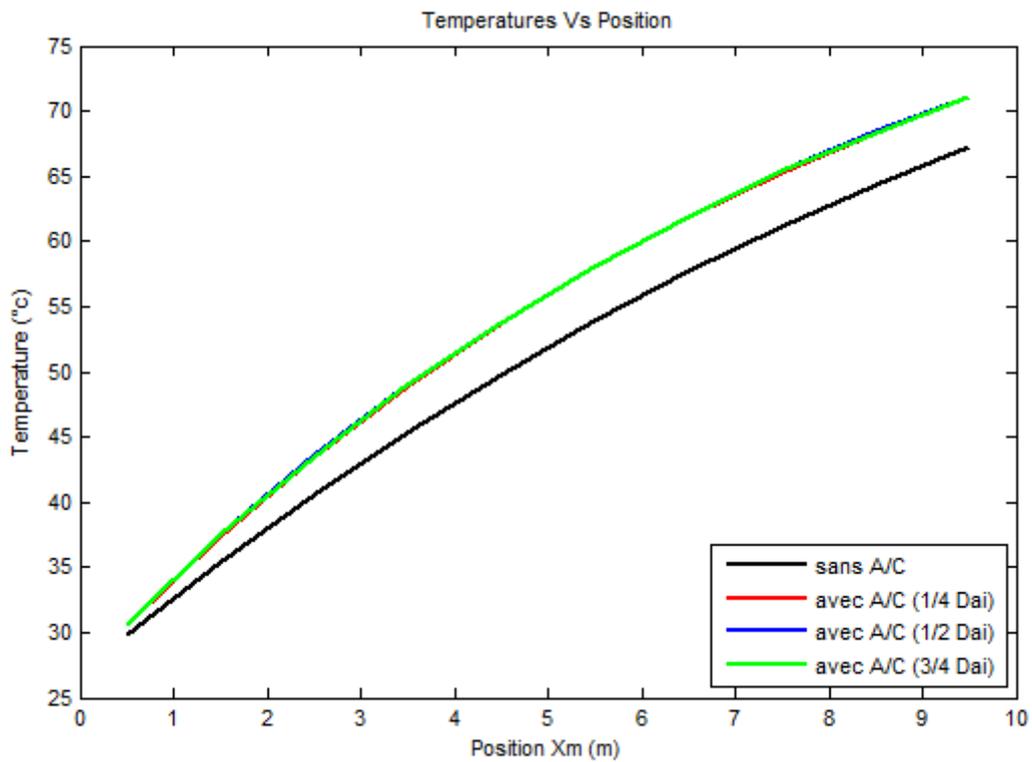


Figure 4.20 : Influence de la taille des chicanes sur le profil de la température du fluide2 pour le capteur 3

Les figures 4.17 jusqu'à 4.20 présentent l'effet de la largeur des chicane sur les profils des températures pour chaque passe dans les trois cas des capteurs. Nous remarquons qu'il y a une légère augmentation de la température de fluide avec l'augmentation de la largeur de chicane due la perturbation de l'écoulement qui augmente le coefficient de convection avec l'absorbeur.

c. Effet des ailettes avec chicanes :

Pour montrer l'effet des ailettes et des chicanes, on a choisi de comparer le profil de la température d'air pour les trois cas : sans A/C, avec A et avec A/C.

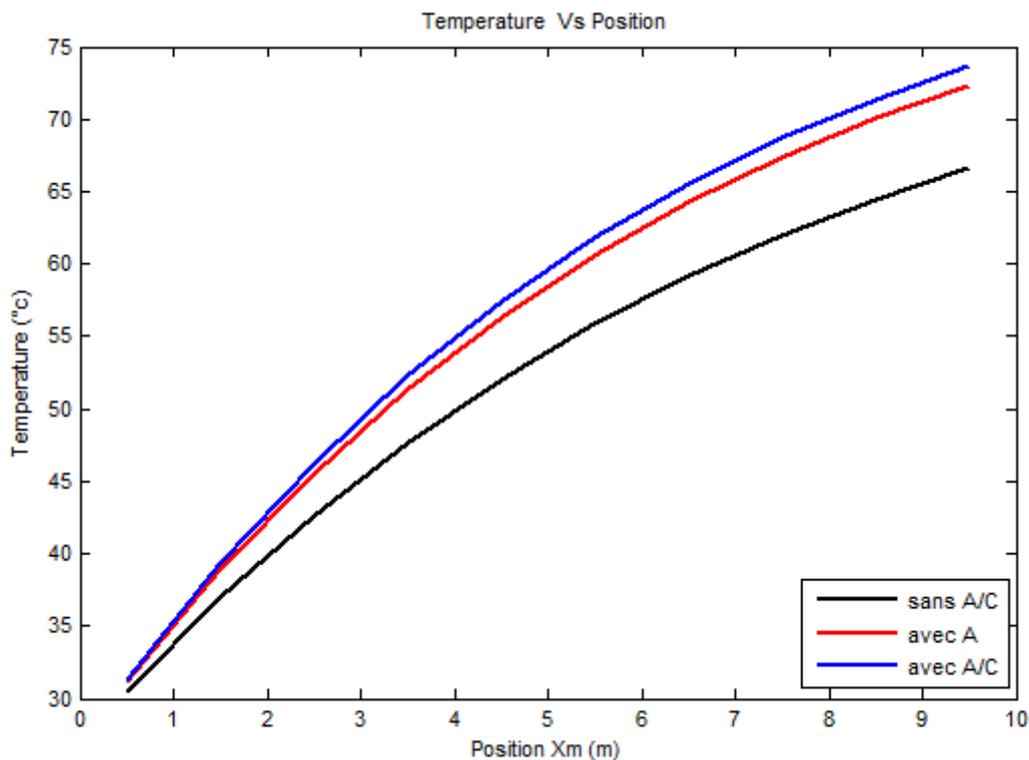


Figure 4.21 : Influence d'introduction des ailettes et des chicanes sur le profil de la température du fluide ($n_f = 6$, $t_{ch} = 1 m$, $L = 10m$, $H = 700 w/m^2$) pour le capteur 1

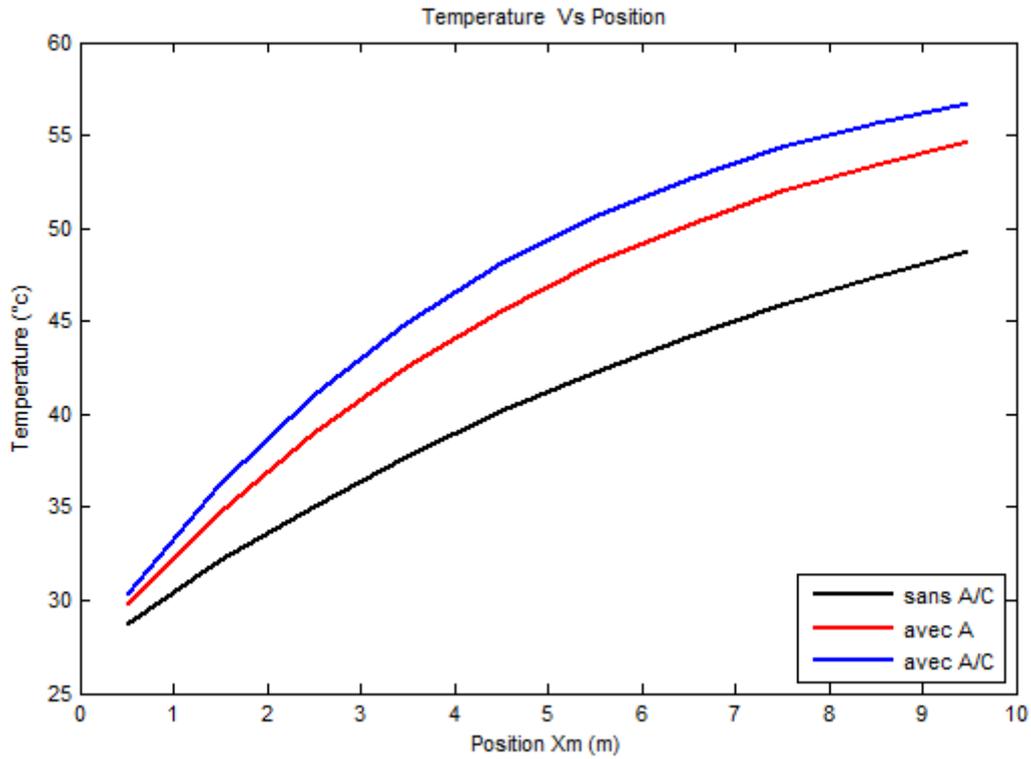


Figure 4.22 : Influence d'introduction des ailettes et des chicanes sur le profil de la température du fluide ($n_f = 6, t_{ch} = 1 m, L = 10m, H = 700 w/m^2$) pour le capteur

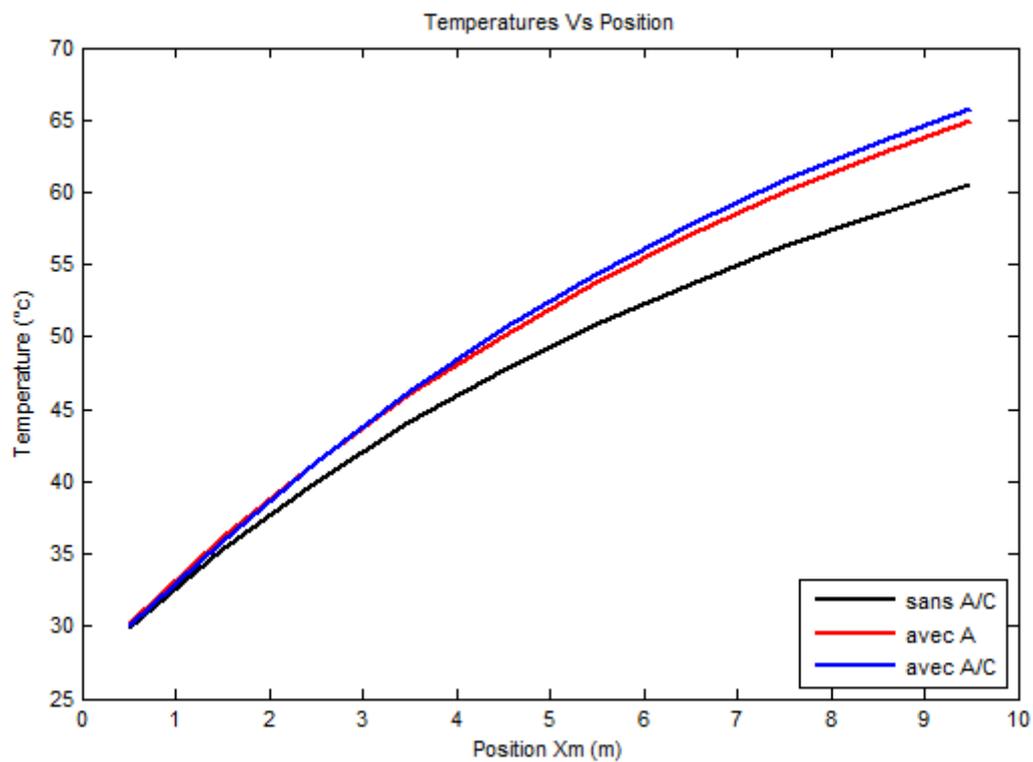


Figure 4.23 : Influence d'introduction des ailettes et des chicanes sur le profil de la température du fluide1 ($n_f = 6, t_{ch} = 1 m, L = 10m, H = 700 w/m^2$) pour le capteur 3

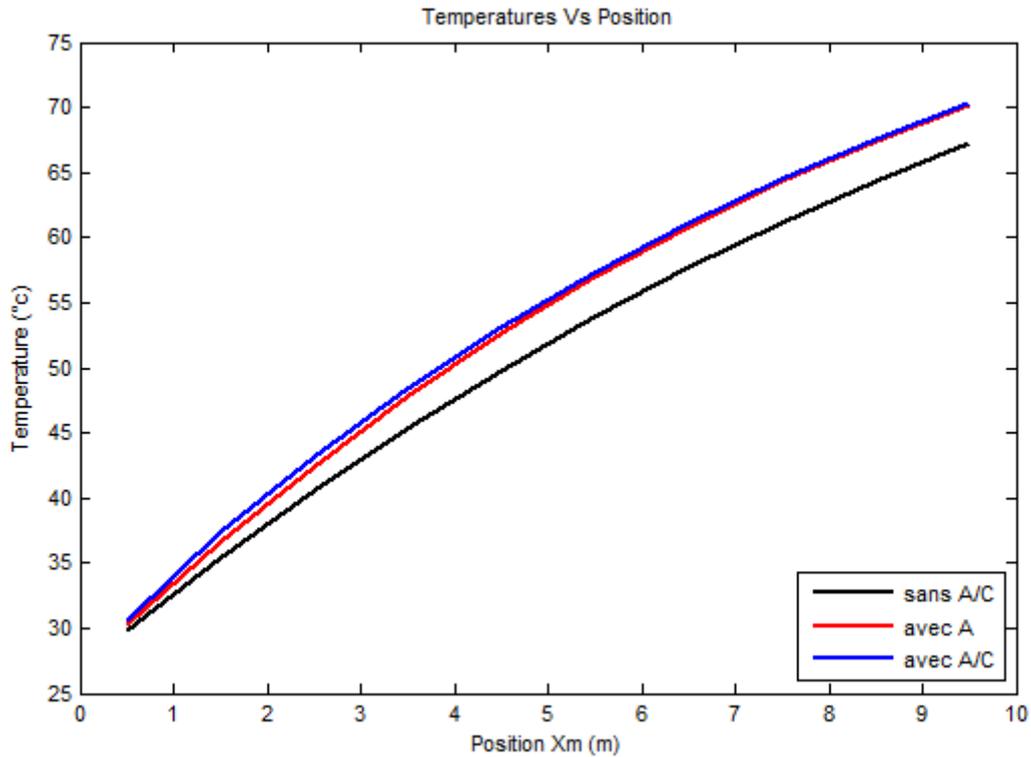


Figure 4.24 : Influence d'introduction des ailettes et des chicane sur le profil de la température du fluide2 ($n_f = 6$, $t_{ch} = 1$ m, $L = 10$ m, $H = 700$ w/m² pour le capteur 3

Les figures 4.21, 4.22, 4.23 et 4.24 montrent une comparaison des profils des températures pour les trois capteurs 1, 2 et 3 dans trois cas : absence des ailettes et des chicane (sans A/C), présence des ailettes (avec A) et présence des ailettes et des chicane (avec A/C). Il est bien remarqué que la température du fluide augmente considérablement avec l'introduction des ailettes due à l'augmentation de surface d'échange d'absorbeur. Une légère augmentation dans le cas de présence des chicane avec les ailettes est remarquée par rapport au cas avec ailettes seulement, due à la perturbation de l'écoulement et à l'augmentation du temps de séjour de fluide à l'intérieur du canal. Donc d'après ces résultats, nous pouvons dire que la présence des ailettes et des chicane apporte un gain en énergie thermique utile du fluide supérieur aux deux premiers cas.

D'après ces figures, nous pouvons remarquer aussi que les profils des températures dans le capteur 1 sont meilleurs par rapport au capteur 2, et cela est dû à la perte de charge considérable dans le deuxième capteur non vitré.

d. Effet de débit :

Pour étudier l'influence du débit sur les performances thermiques des trois capteurs, nous avons choisi un intervalle de débit [0.01 – 0.04] kg/s.

Les figures suivantes présentent l'influence du débit sur la température de sortie, rendement thermique et rendement effectif respectivement :

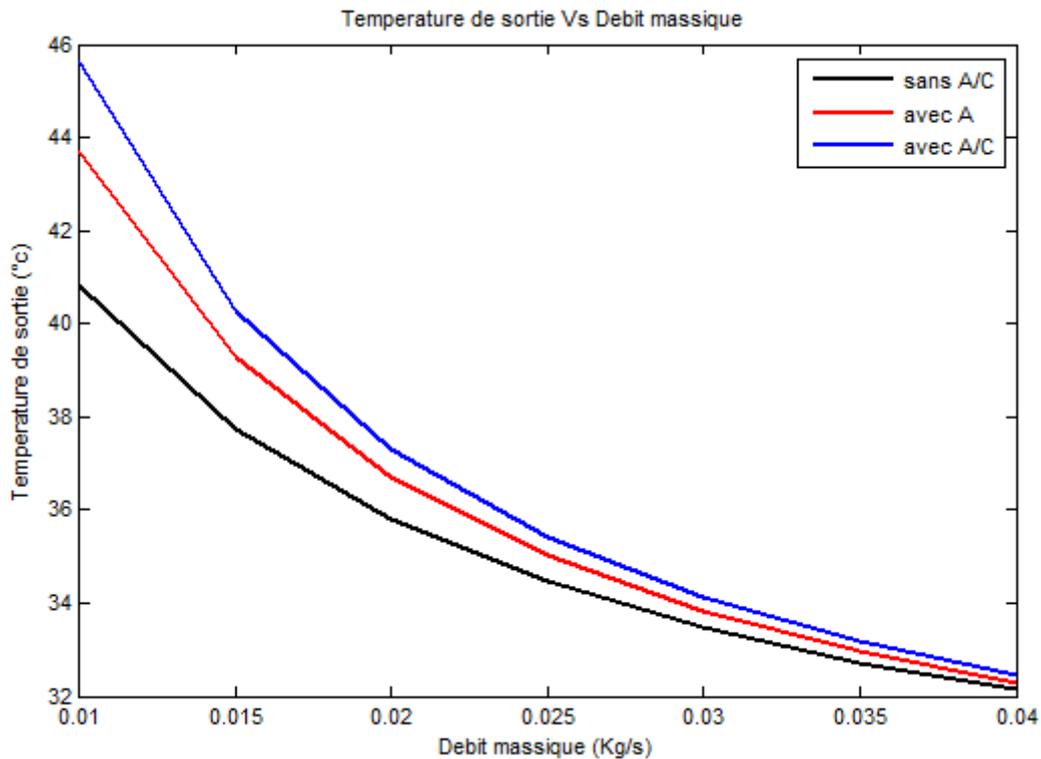


Figure 4.25 : Influence de débit sur la température de sortie de fluide ($n_f = 6, t_{ch} = 0.2 m, L = 2m, H = 700 w/m^2$) pour le capteur 1

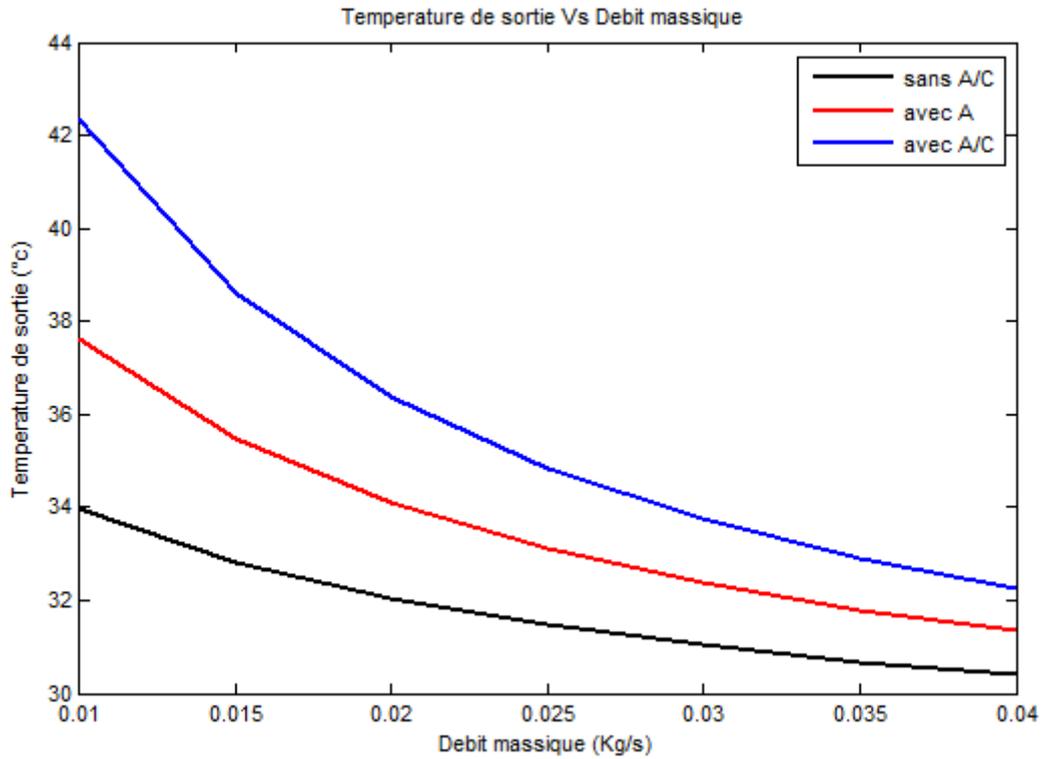


Figure 4.26 : Influence de débit sur la température de sortie de fluide ($n_f = 6, t_{ch} = 0.2 m, L = 2m, H = 700 w/m^2$) pour le capteur 2

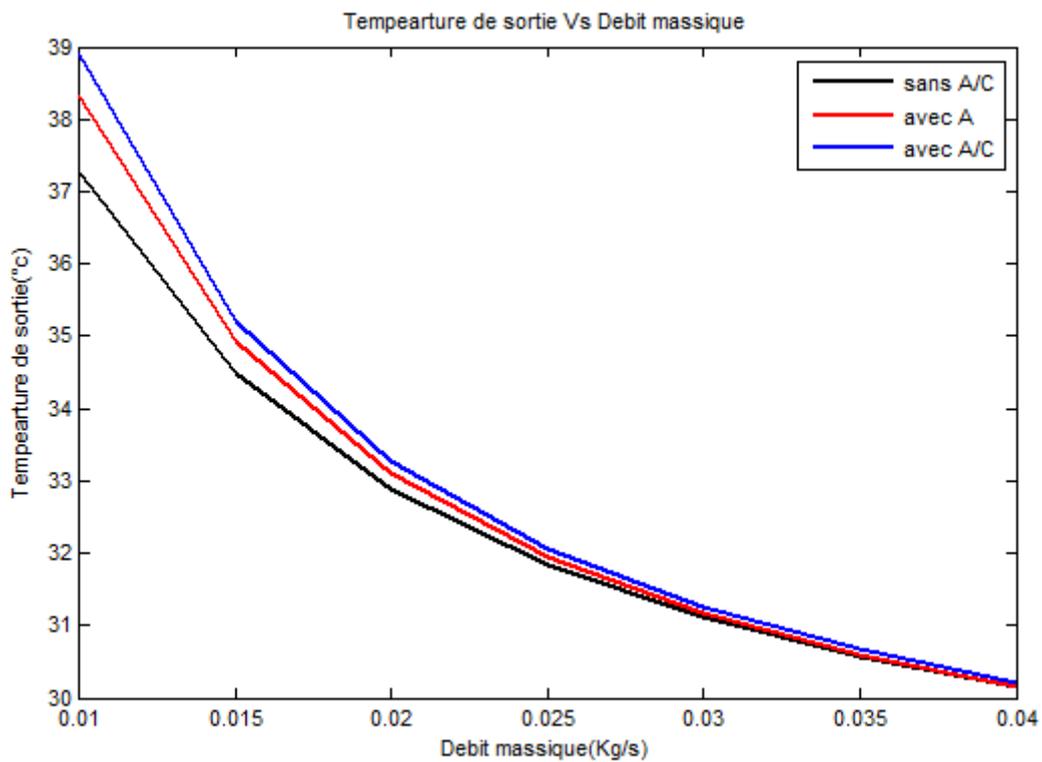


Figure 4.27 : Influence de débit sur la température de sortie de fluide 1 ($n_f = 6, t_{ch} = 0.2 m, L = 2m, H = 700 w/m^2$) pour le capteur 3

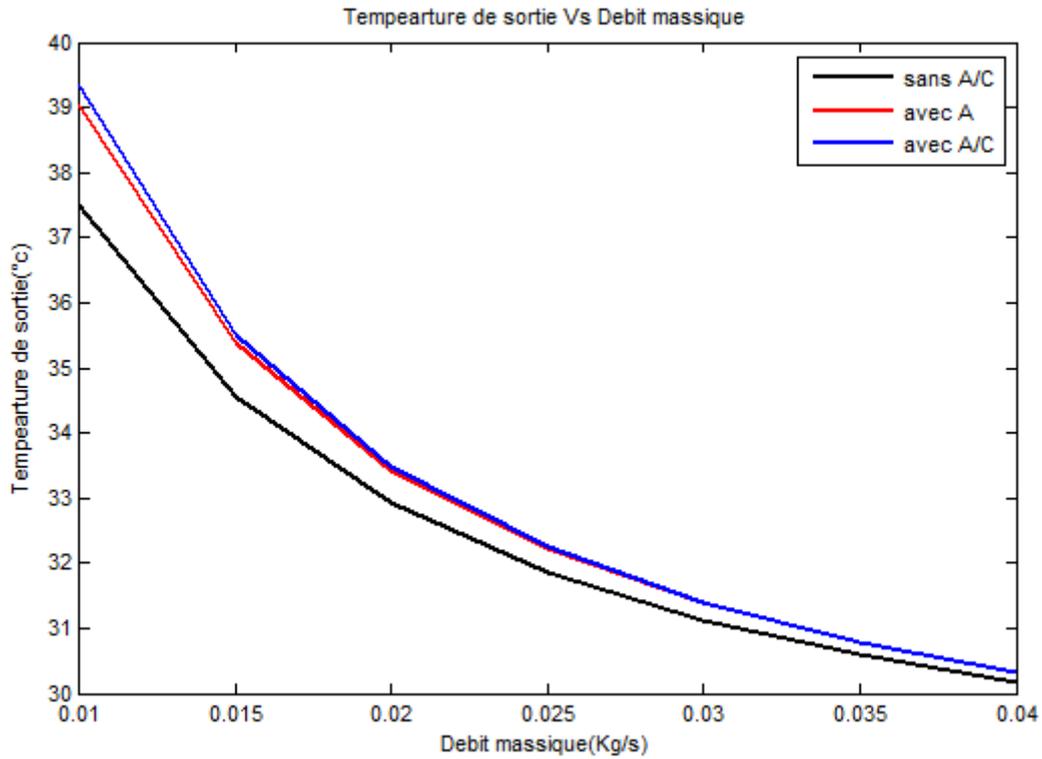


Figure 4.28 : Influence de débit sur la température de sortie de fluide 2 ($n_f = 6, t_{ch} = 0.2 m, L = 2m, H = 700 w/m^2$) pour le capteur 3

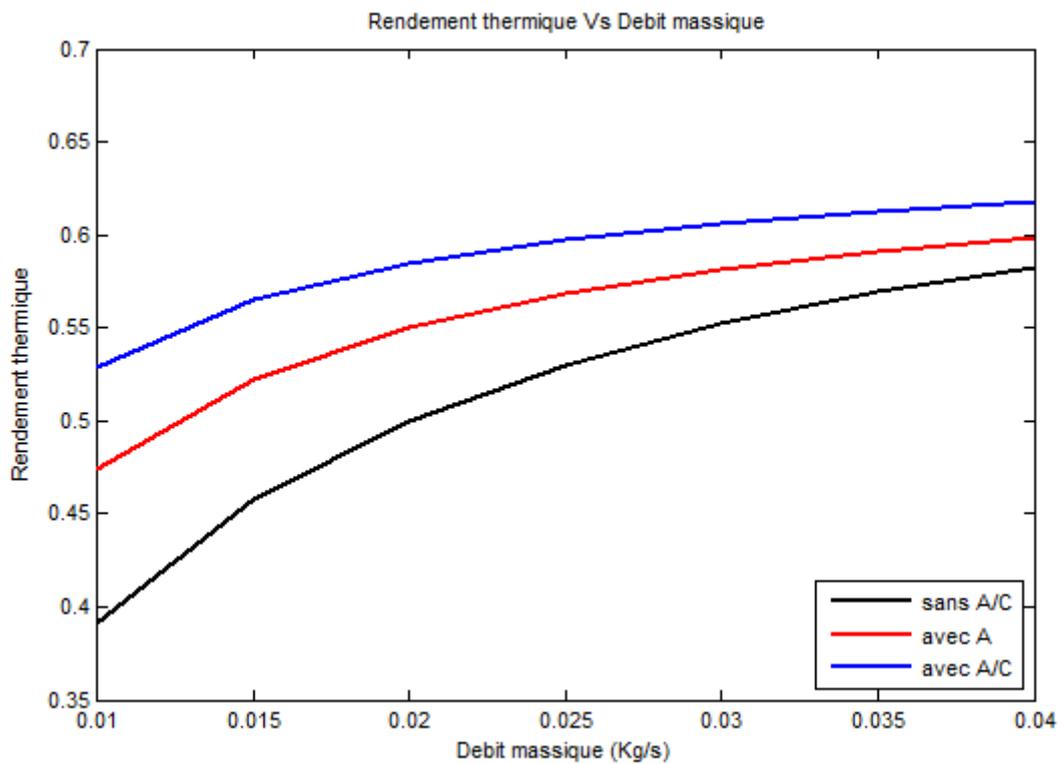


Figure 4.29 : Influence de débit sur le rendement thermique ($n_f = 6, t_{ch} 0.2 m, L = 2m, H = 700 w/m^2$) pour le capteur 1

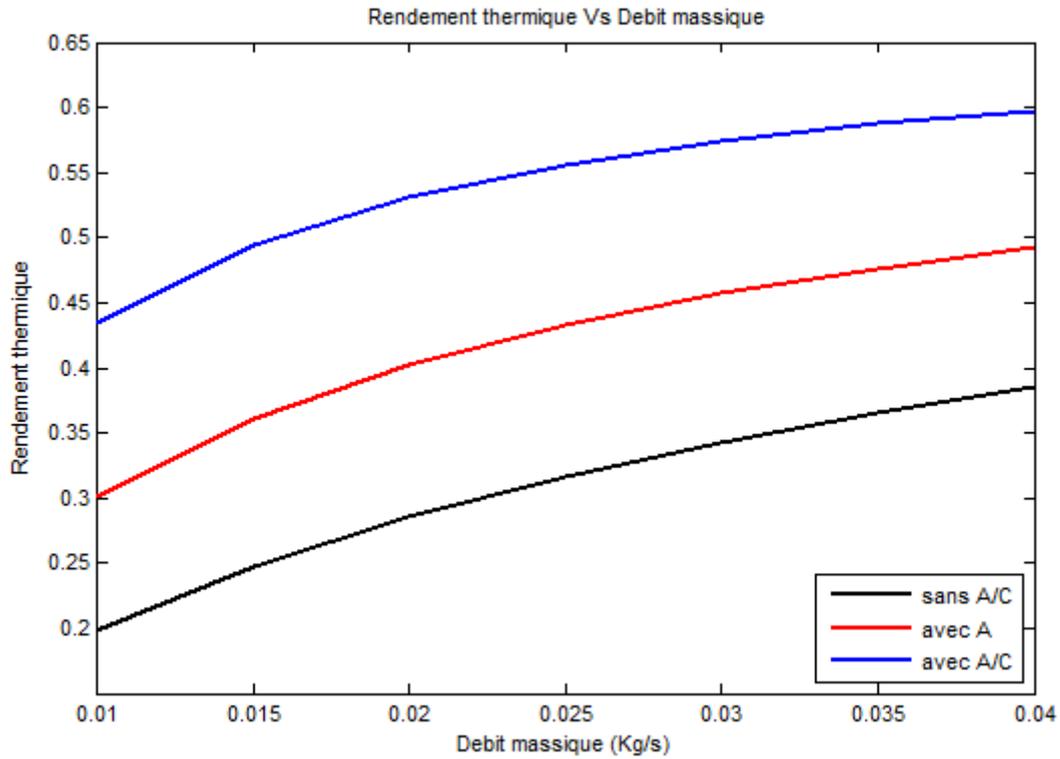


Figure 4.30 : Influence de débit sur le rendement thermique ($n_f = 6, t_{ch} = 0.2 m, L = 2m, H = 700 w/m^2$) pour le capteur 2

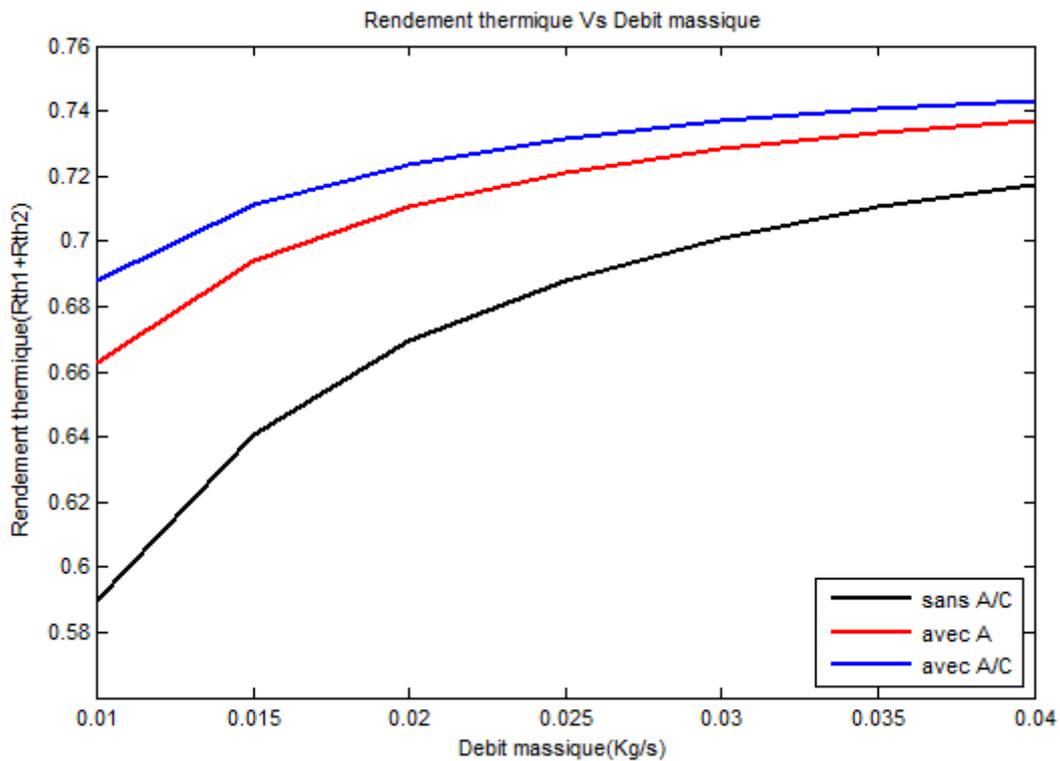


Figure 4.31 : Influence de débit sur le rendement thermique pour les deux passes ($n_f = 6, t_{ch} = 0.2 m, L = 2m, H = 700 w/m^2$) pour le capteur 3

Les figures 4.25, 4.26, 4.27 et 4.28 montrent l'influence d'augmentation du débit sur la température de sortie pour les trois capteurs 1, 2 et 3. Nous pouvons remarquer que la température de sortie du fluide diminue avec l'augmentation du débit et cela est due à la diminution du temps de séjour à l'intérieur du canal.

Les figures 4.29, 4.30 et 4.31 montrent l'influence du débit sur le rendement thermique. Il est bien remarqué que le rendement thermique augmente en parallèle avec le débit qui provoque une élévation d'énergie utile du fluide caloporteur.

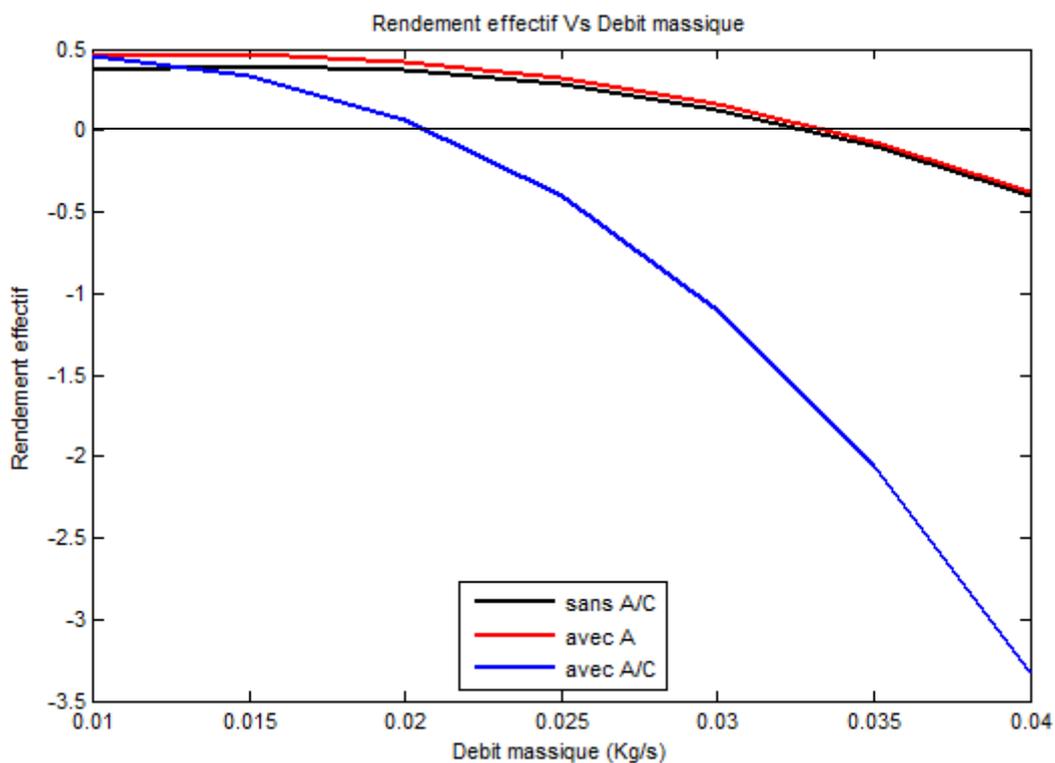


Figure 4.32 : Influence de débit sur le rendement effectif ($n_f = 6, t_{ch} = 0.2 \text{ m}, L = 2 \text{ m}, H = 700 \text{ w/m}^2$) pour le capteur 1

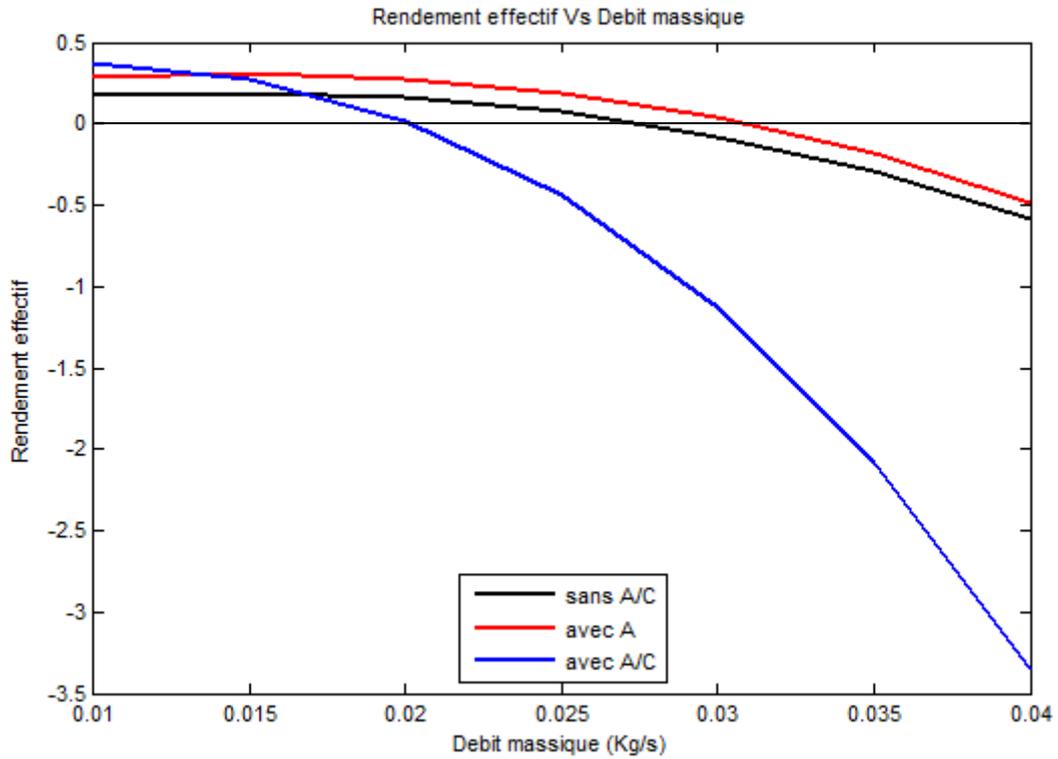


Figure 4.33 : Influence de débit sur le rendement effectif ($n_f = 6, t_{ch} = 0.2 m, L = 2m, H = 700 w/m^2$) pour le capteur 2

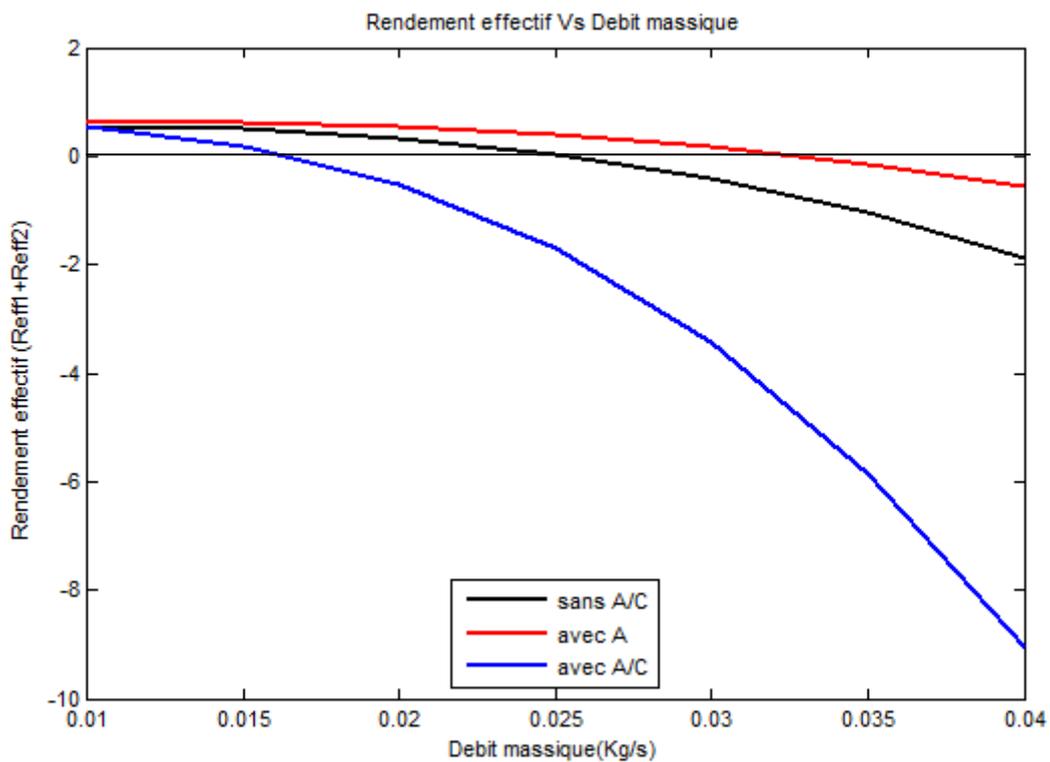


Figure 4.34 : Influence de débit sur le rendement effectif de deux passes ($n_f = 6, t_{ch} = 0.2 m, L = 2m, H = 700 w/m^2$) pour le capteur 3

Les figures 4.32, 4.33 et 4.34 montrent la variation du rendement effectif en fonction du débit massique. Il est bien remarqué que pour des faibles débits [0.01-0.015] kg/s, le rendement effectif augmente légèrement avec une l'élévation du débit pour les deux capteurs sans A/C et avec A, mais avec des valeurs inférieures aux rendements thermiques et cela est dû à la puissance fournie par la machine motrice du fluide.

Pour des débits massiques supérieurs à 0.02 kg/s, nous avons remarqué une diminution considérable de rendement effectif avec l'augmentation du débit entre [0.02-0.034] kg/s à cause de l'élévation importante des pertes de charges qui provoque une élévation de la puissance fournie par la machine motrice du fluide.

Pour des débits supérieurs à 0.035, nous avons observé que le rendement effectif prend des valeurs négatives, dû au dépassement du travail de la machine motrice par rapport à l'énergie thermique utile reçu par le fluide. Autrement dit, les pertes de charges considérables provoquent une dépense d'énergie électrique au niveau de la pompe, qui dépasse le gain en termes d'énergie thermique reçu par le fluide.

Le capteur avec A/C présente des performances effectives très inférieures par rapports aux deux cas précédents pour des débits importants et prend des valeurs négatives à partir de 0.02 à cause des pertes de charges considérables dû à la présence des chicanes qui provoquent des zones de décollement à l'écoulement du fluide caloporteur.

En comparant les rendements thermiques et effectifs, nous pouvons constater que l'introduction des chicanes nous permet d'améliorer considérablement le transfert de chaleur avec l'absorbeur mais avec des dépenses importantes en termes de puissance fournie à la machine motrice du fluide qui dépasse l'énergie thermique utile reçu par le fluide pour certain débits.

2. Régime instationnaire :

Pour simuler le comportement de la température de sortie du fluide pour les capteurs 1, 2 et 3 dans les trois cas : sans A/C, avec A et avec A/C durant toute la journée, nous avons choisi trois journées types : 17 janvier, 16 Octobre et 16 Aout en considérant des températures ambiantes moyennes respectivement : 16, 22 et 32 °C .

Les propriétés thermo-physiques et géométriques sont comme suit :

| | Vitrage | Absorbeur (surface supérieure) | Absorbeur (Surface inférieur non-peinte) | Plaque |
|----------|---------|--------------------------------------|--|--------|
| ξ | 0.9 | 0.95 | 0.25 | 0.25 |
| α | 0.06 | 0.95 | / | / |
| C_p | 720 | 380 | / | 500 |
| ρ | 2500 | 8960 | / | 7850 |
| τ | 0.84 | / | / | / |

Tableau 4.7 : Propriétés radiatives des trois capteurs [18]

| | Capteur 1 | Capteur 2 | Capteur 3 |
|---------------------------|-----------|-----------|-----------|
| $L(m)$ | 4 | 4 | 4 |
| $W(m)$ | 0.254 | 0.254 | 0.254 |
| $t_1, t_2(m)$ | 0.0254 | 0.0254 | 0.0254 |
| $X_{b1}, X_{b2}(m)$ | 0.025 | 0.025 | 0.025 |
| $e_v, e_{ab}, e_{pla}(m)$ | 0.005 | 0.005 | 0.005 |

Tableau 4.8 : Propriétés géométriques des trois capteurs [18]

Les rayonnements journaliers (global, direct et diffus) correspondant à chaque journée type sont simulés et représentés dans les figures suivantes :

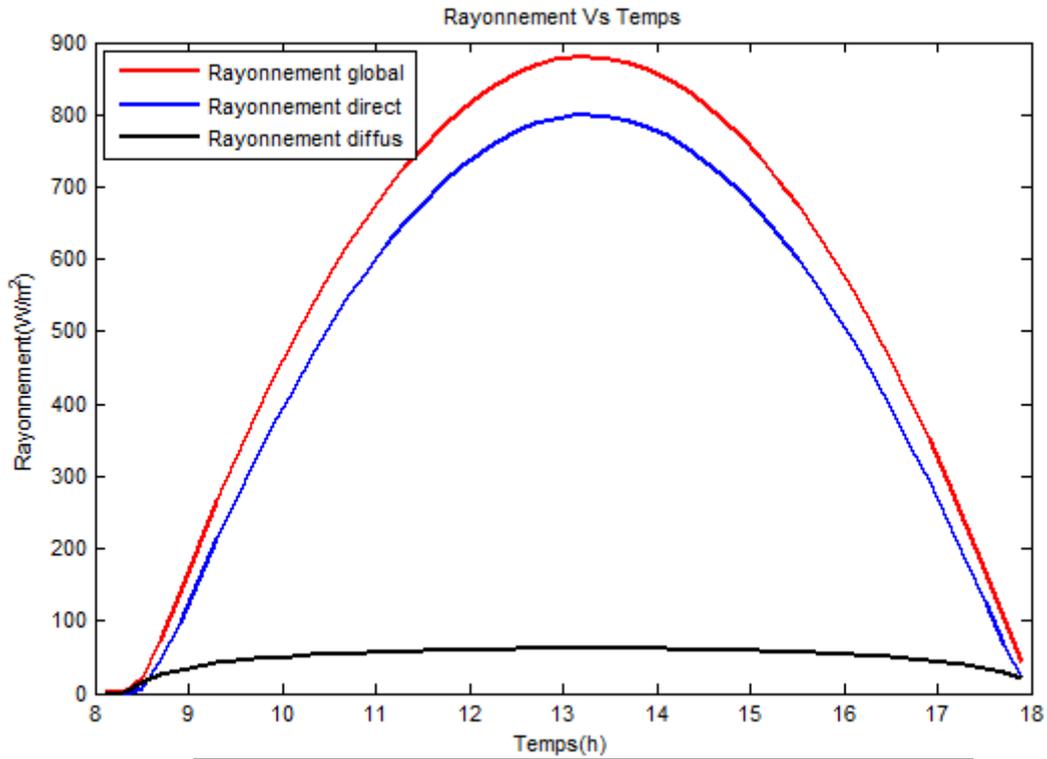


Figure 4.35 : Comportement journalier de rayonnement pour la journée type du 17 Janvier

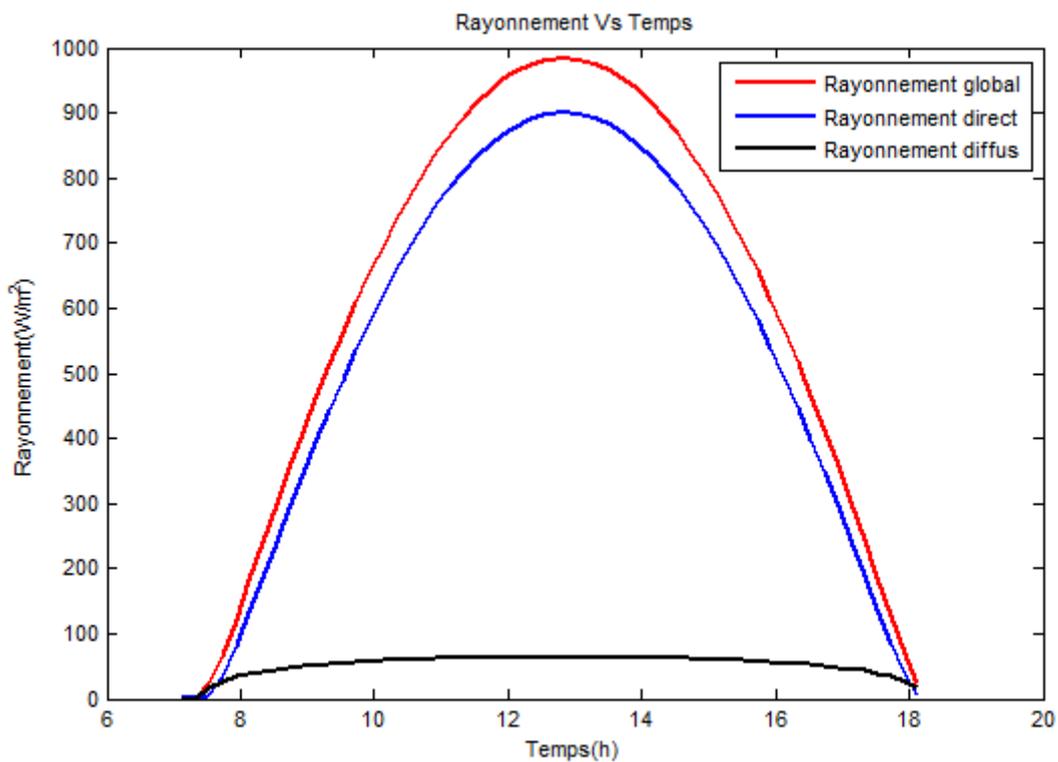


Figure 4.36 : Comportement journalier de rayonnement pour la journée type du 16 Octobre

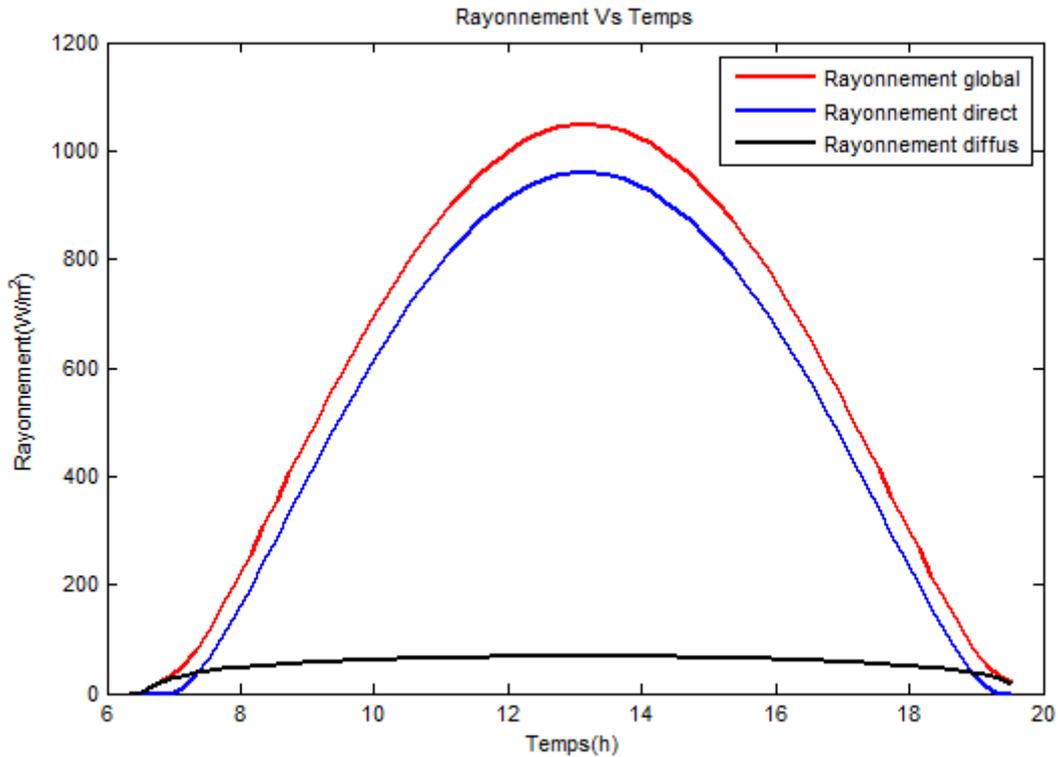


Figure 4.37 : comportement journalier de rayonnement pour la journée type du 16 Aout

Les figures 4.35, 4.36 et 4.37 montrent l'évolution de rayonnement global et direct en fonction du temps pour trois journées types qui représentent trois saisons différentes (l'hiver, l'été et l'automne). Nous avons remarqué une différence légère d'intensité entre le rayonnement global et la composante directe qui représentent la partie la plus importante par rapport au rayonnement diffus et réfléchi par le sol.

Les comportements journaliers de la température de sortie dans chaque capteur (1, 2 et 3) pour chaque cas (sans A/C, avec A, avec A/C) en considérant les trois jours types (17 Janvier, 16 Octobre et le 16 Aout) sont présentés dans les figures suivantes :

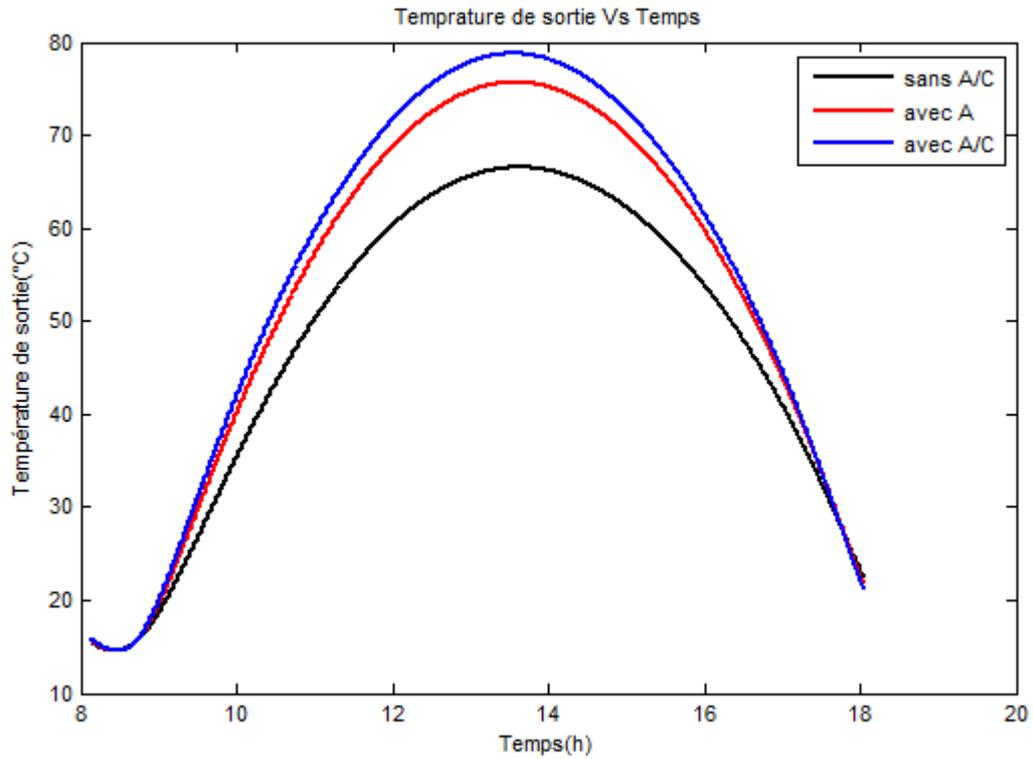


Figure 4.38 : Comportement journalier de la température de sortie durant la journée type du 17 Janvier pour le capteur 1

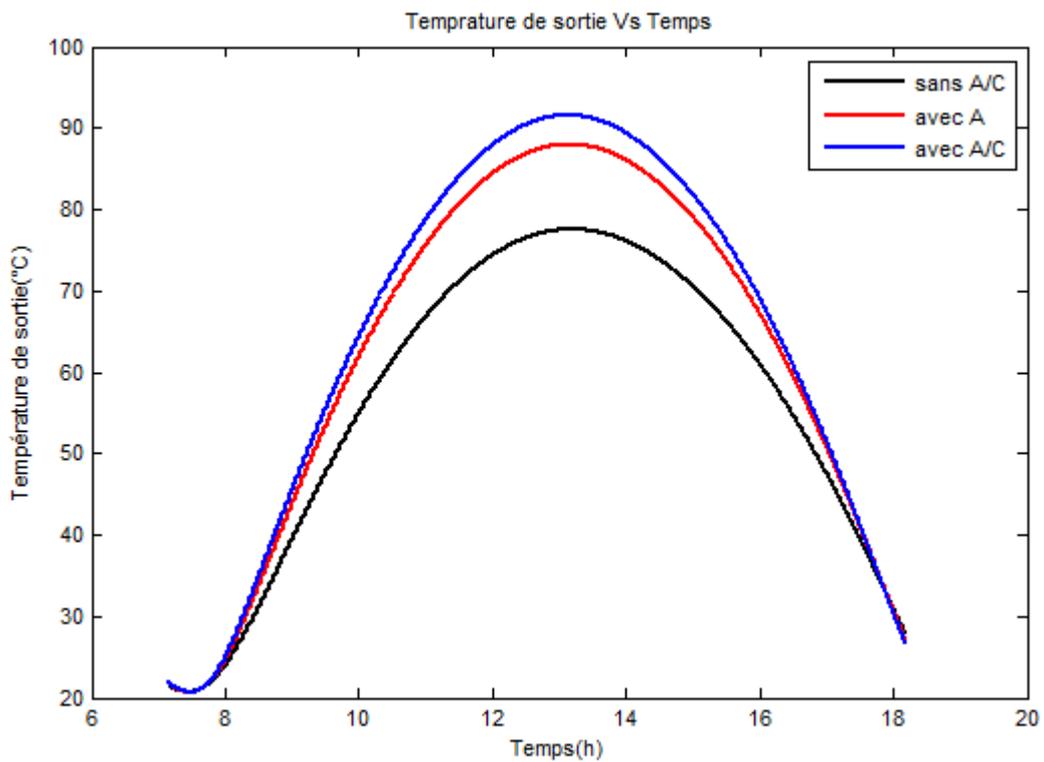


Figure 4.39 : Comportement journalier de la température de sortie durant la journée type du 16 Octobre pour le capteur 1

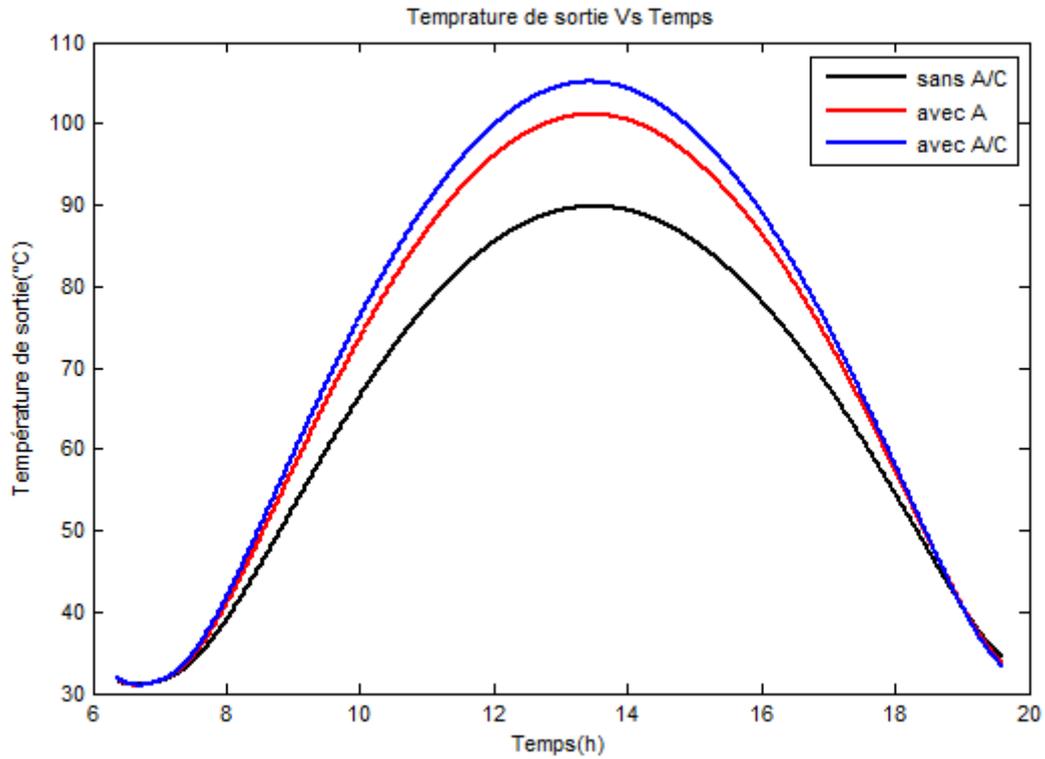


Figure 4.40 : Comportement journalier de la température de sortie durant la journée type du 16 Aout pour le capteur 1

| | 17 Janvier | | | 16 Octobre | | | 16 Aout | | |
|------|------------|---------|----------|------------|---------|----------|----------|----------|----------|
| | Sans A/C | Avec A | Avec A/C | Sans A/C | Avec A | Avec A/C | Sans A/C | Avec A | Avec A/C |
| Tmax | 66.5202 | 75.6840 | 78.7564 | 77.5367 | 87.9753 | 91.5522 | 89.8157 | 101.1255 | 105.1079 |
| Hmax | 880.1685 | | | 984.4728 | | | 1049 | | |

Tableau 4.9 : Comparaison des températures maximales de capteur 1 pour les trois cas : sans A/C, avec A et avec A/C

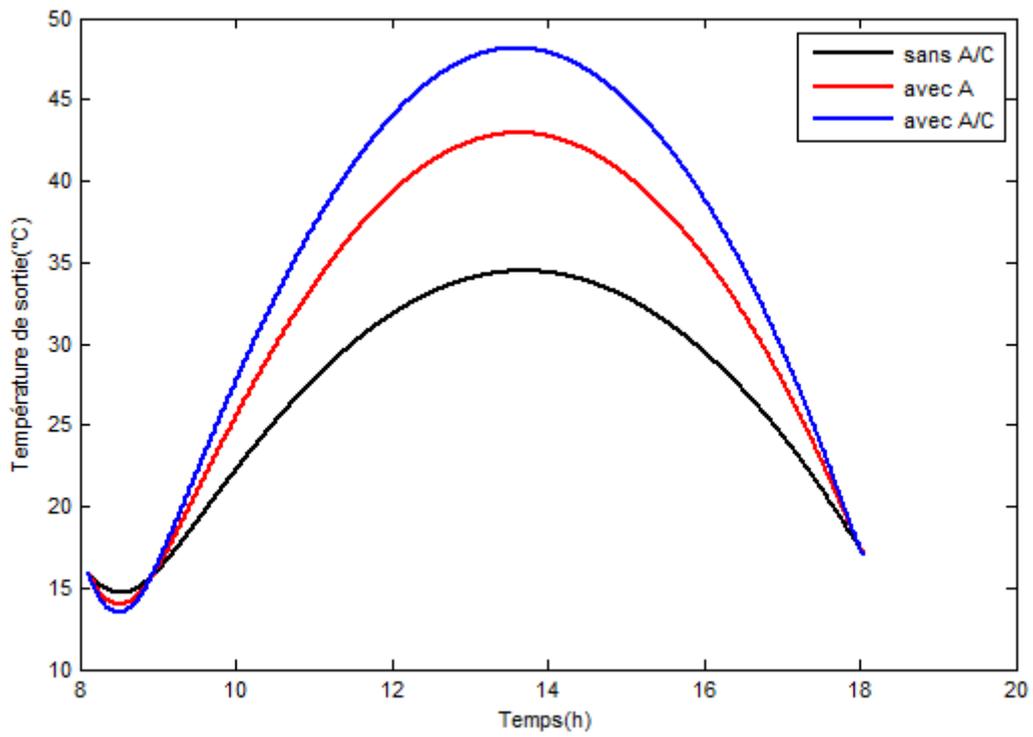


Figure 4.41 : Comportement journalier de la température de sortie durant la journée type du 17 Janvier pour le capteur 2

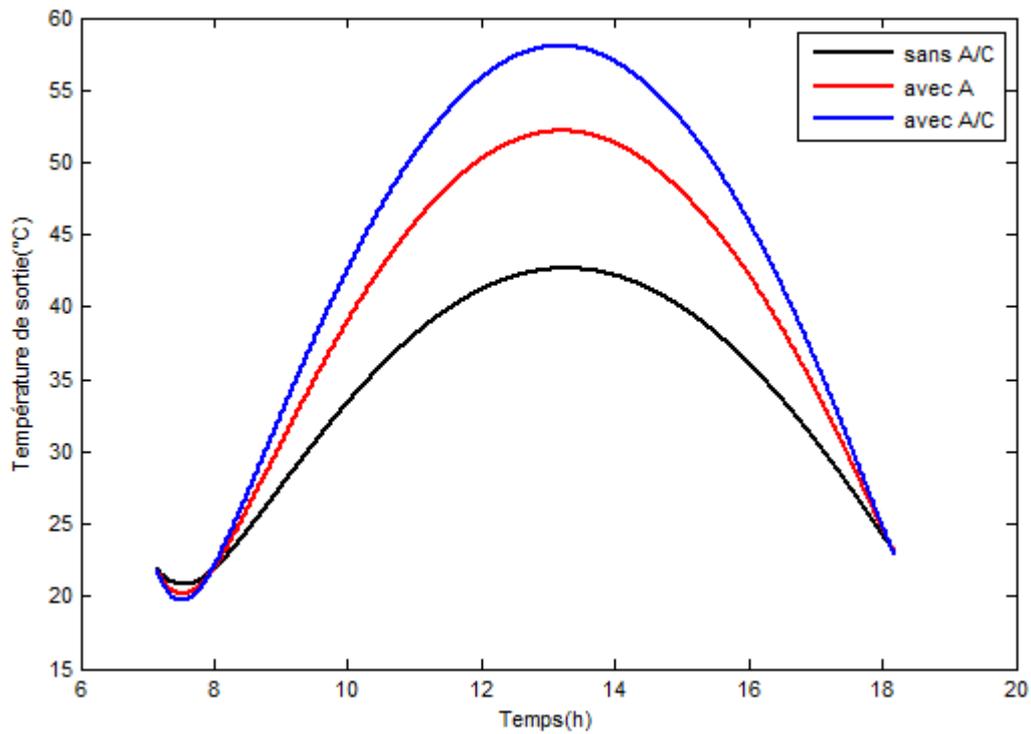


Figure 4.42 : Comportement journalier de la température de sortie durant la journée type du 16 Octobre pour le capteur 2

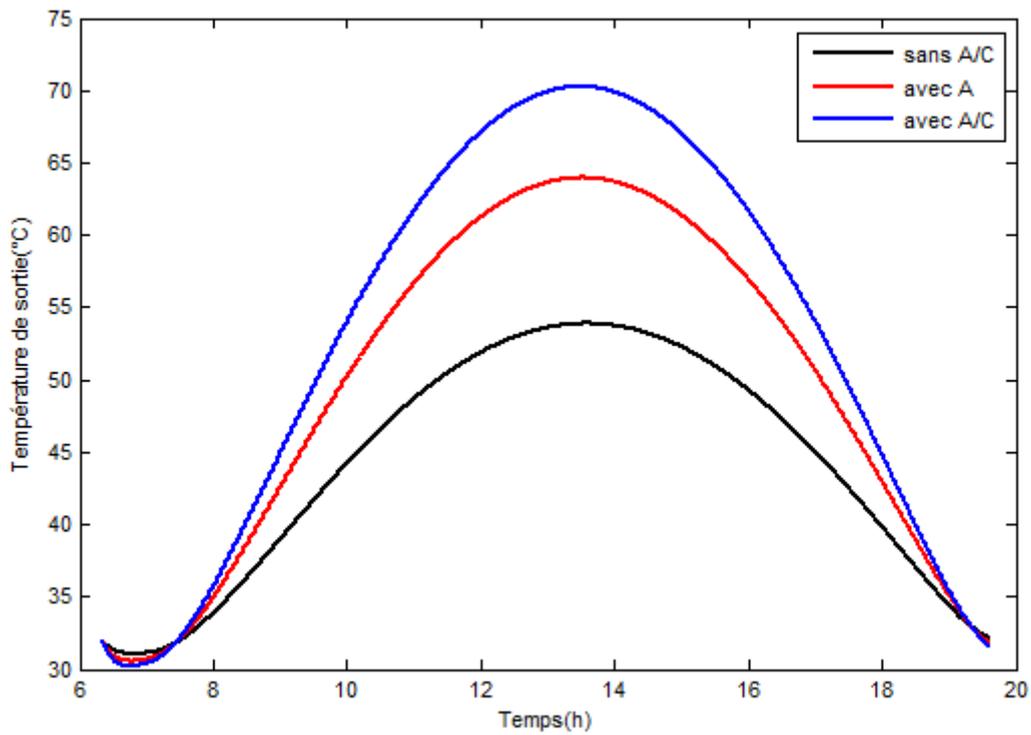


Figure 4.43 : Comportement journalier de la température de sortie durant la journée type du 16 Aout pour le capteur 2

| | 17 Janvier | | | 16 Octobre | | | 16 Aout | | |
|------|------------|---------|----------|------------|---------|----------|----------|---------|----------|
| | Sans A/C | Avec A | Avec A/C | Sans A/C | Avec A | Avec A/C | Sans A/C | Avec A | Avec A/C |
| Tmax | 34.4601 | 42.9347 | 48.1576 | 42.6634 | 52.1610 | 58.0480 | 53.8840 | 63.9587 | 70.2579 |
| Hmax | 880.1685 | | | 984.4728 | | | 1049 | | |

Tableau 4.10 : Comparaison des températures maximales de capteur 2 pour les trois cas : sans A/C, avec A et avec A/C

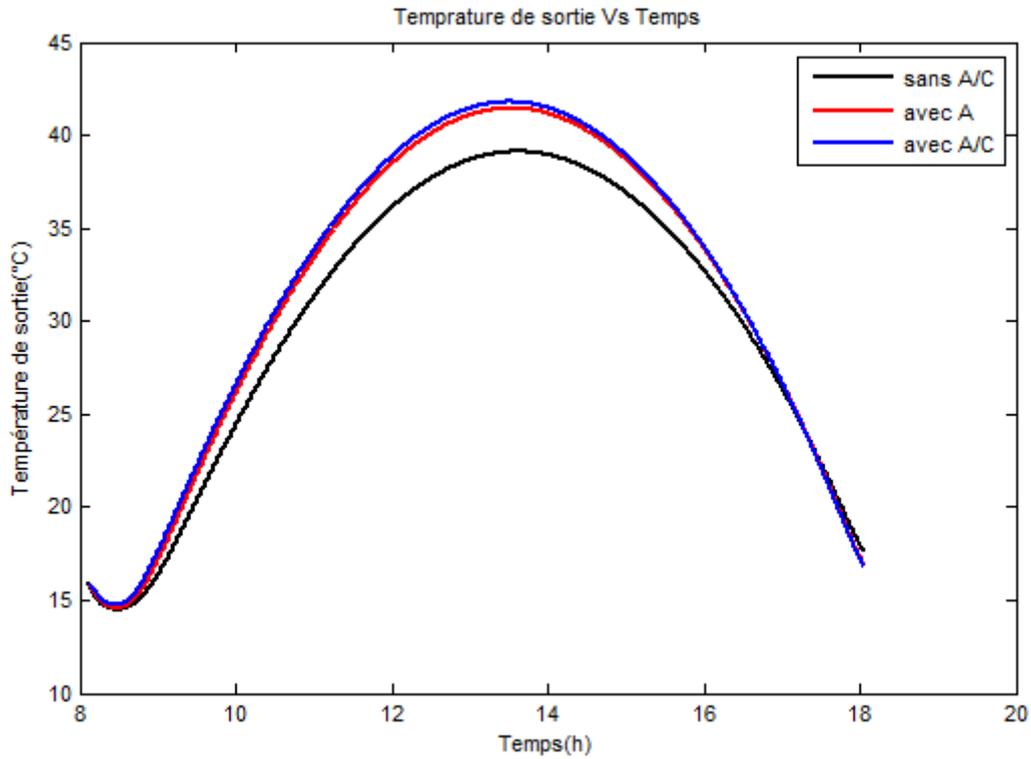


Figure 4.44 : Comportement journalier de la température de sortie de la première passe durant la journée type du 17 Janvier pour le capteur 3

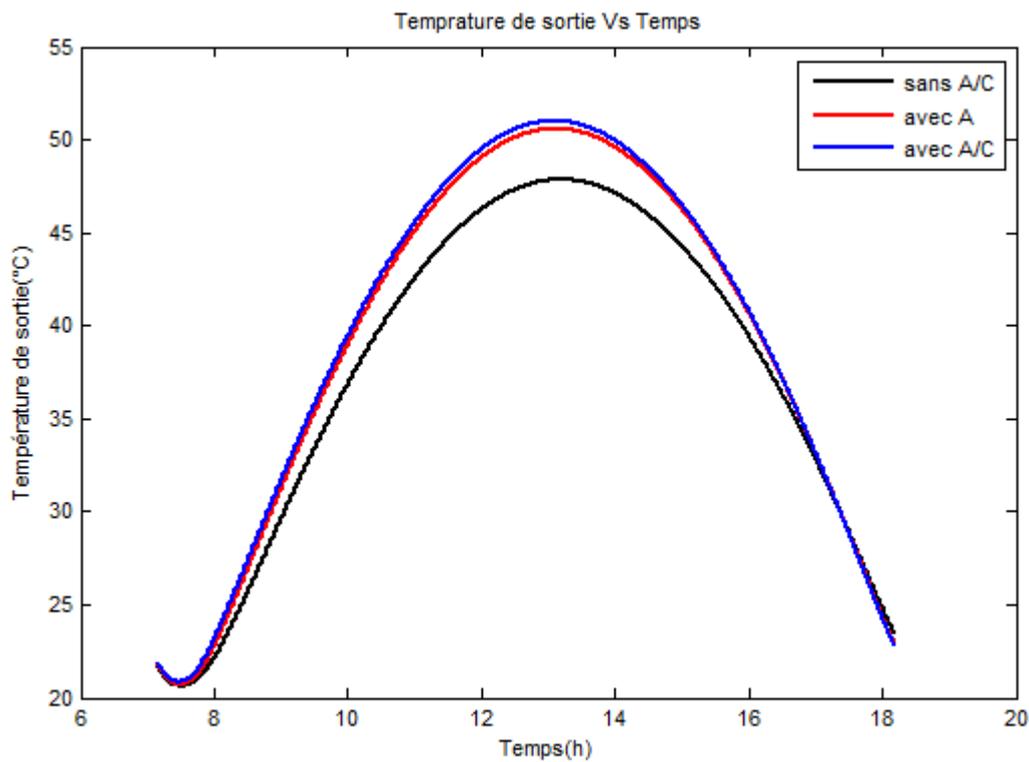


Figure 4.45 : Comportement journalier de la température de sortie de la première passe durant la journée type du 16 Octobre pour le capteur 3

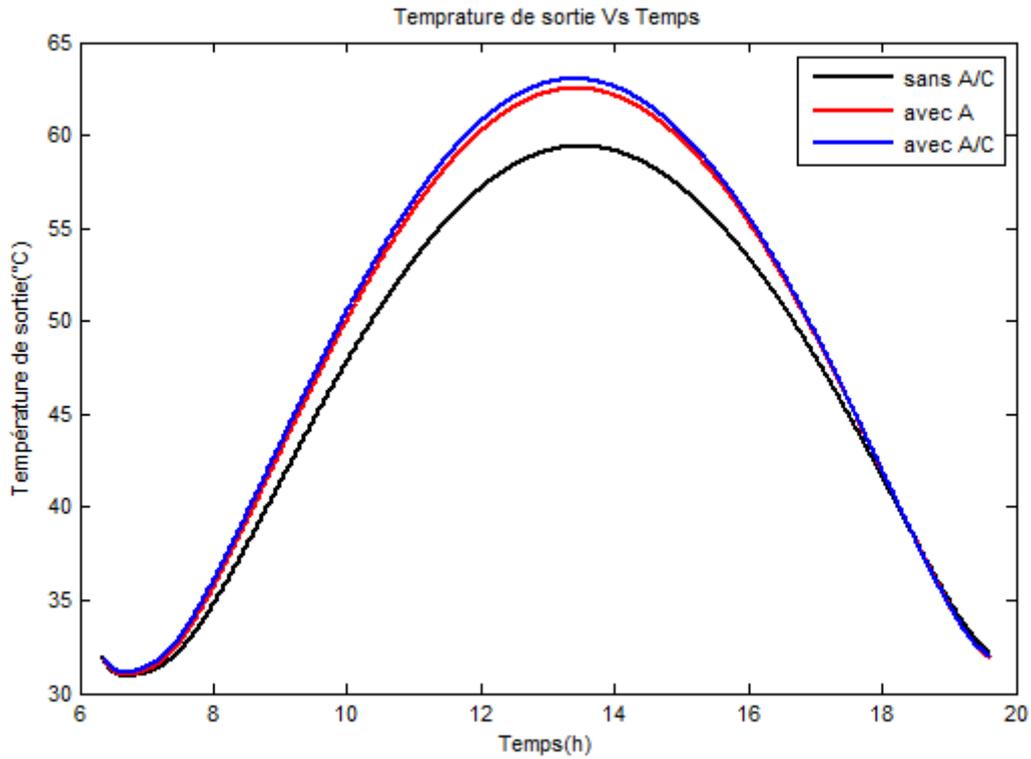


Figure 4.46 : Comportement journalier de la température de sortie de la première passe durant la journée type du 16 Aout pour le capteur 3

| | 17 Janvier | | | 16 Octobre | | | 16 Aout | | |
|------|------------|---------|----------|------------|---------|----------|----------|---------|----------|
| | Sans A/C | Avec A | Avec A/C | Sans A/C | Avec A | Avec A/C | Sans A/C | Avec A | Avec A/C |
| Tmax | 39.1092 | 41.4419 | 41.7830 | 47.8465 | 50.5858 | 51.0043 | 59.4098 | 62.5090 | 63.0193 |
| Hmax | 880.1685 | | | 984.4728 | | | 1049 | | |

Tableau 4.11 : Comparaison des températures maximales dans la première passe de capteur 3 pour les trois cas : sans A/C, avec A et avec A/C

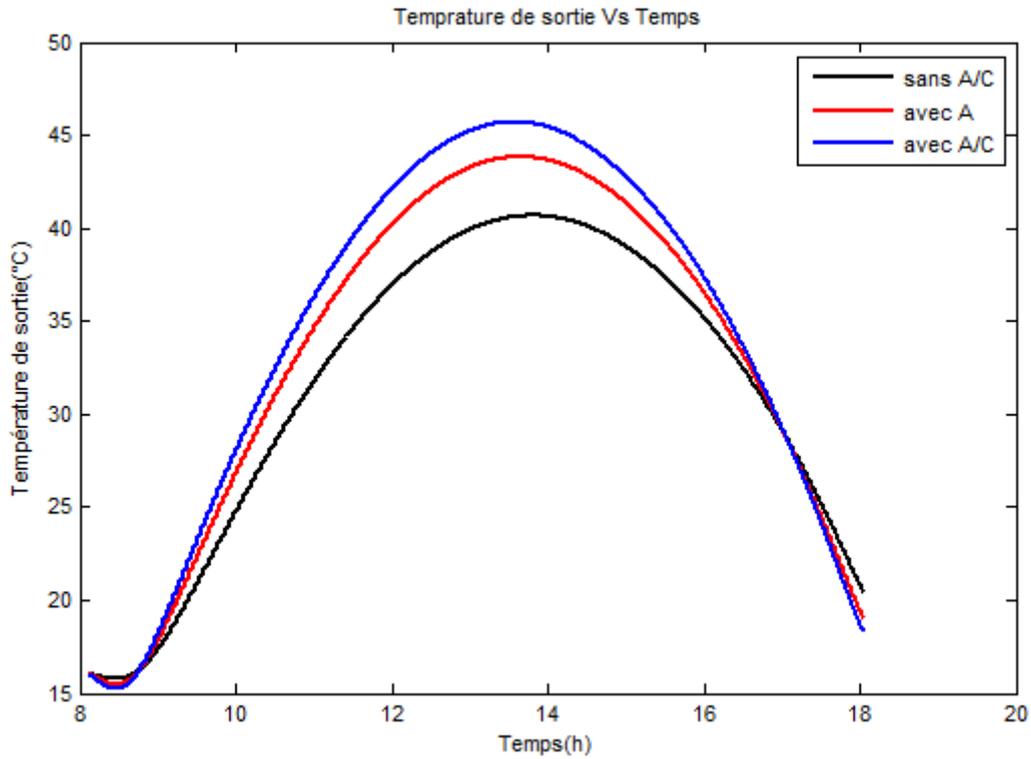


Figure 4.47 : Comportement journalier de la température de sortie de la deuxième passe durant la journée type du 17 Janvier pour le capteur 3

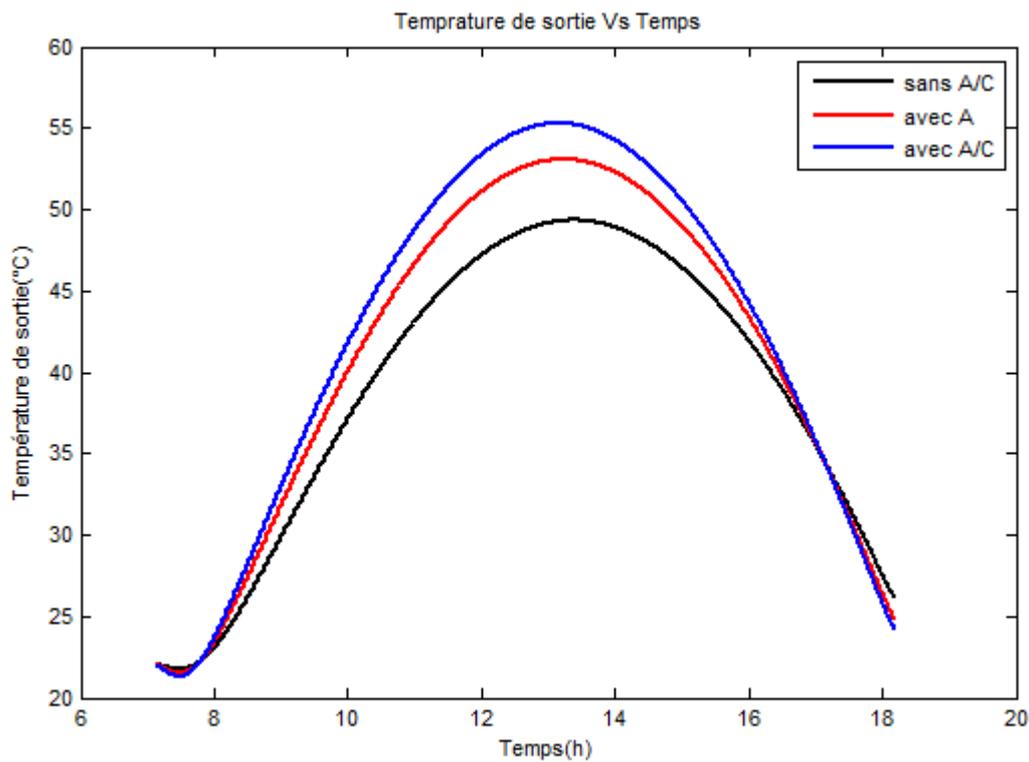


Figure 4.48 : Comportement journalier de la température de sortie de la deuxième passe durant la journée type du 16 Octobre pour le capteur 3

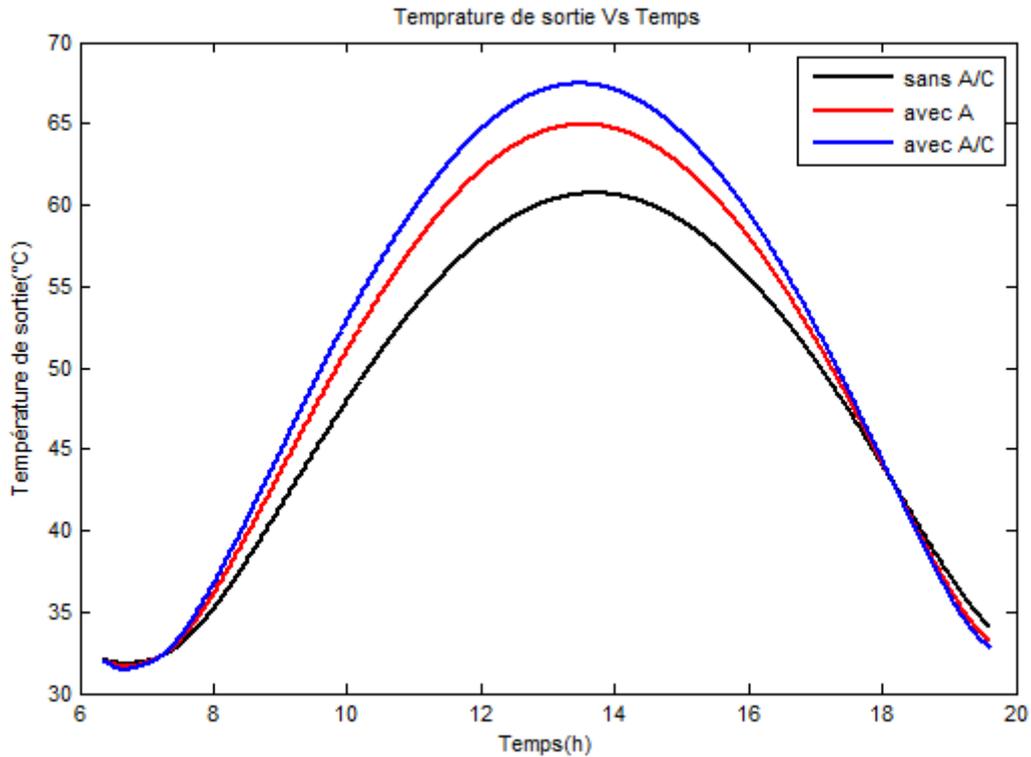


Figure 4.49 : Comportement journalier de la température de sortie de la deuxième passe durant la journée type du 16 Aout pour le capteur 3

| | 17 Janvier | | | 16 Octobre | | | 16 Aout | | |
|------|------------|---------|----------|------------|---------|----------|----------|---------|----------|
| | Sans A/C | Avec A | Avec A/C | Sans A/C | Avec A | Avec A/C | Sans A/C | Avec A | Avec A/C |
| Tmax | 40.6725 | 43.8234 | 45.7034 | 49.3343 | 53.0684 | 55.2823 | 60.7130 | 64.9398 | 67.4457 |
| Hmax | 880.1685 | | | 984.4728 | | | 1049 | | |

Tableau 4.12 : Comparaison des températures maximales dans la deuxième passe de capteur 3 pour les trois cas : sans A/C, avec A et avec A/C

Les figures 4.38 jusqu'à 4.49 montrent le comportement de la température de sortie dans chaque capteur pour chaque cas (sans A/C, avec A et avec A/C) durant une journée type. Il est bien remarqué que la température augmente avec l'augmentation de rayonnement jusqu'à une valeur maximale qui correspond au rayonnement maximal, et diminue avec sa diminution. Nous remarquons aussi que l'introduction des ailettes apporte une amélioration considérable de la température de sortie dans tous les capteurs à cause de l'augmentation de la surface

d'échange du fluide caloporteur avec l'absorbeur. L'introduction des chicanes avec ailettes apporte une amélioration légère en comparant avec les capteurs munis seulement des ailettes, et considérable dans le cas d'absence des ailettes et des chicanes à cause de l'augmentation du temps de séjour du fluide à l'intérieur du canal.

Conclusion Générale

Dans ce mémoire, nous avons modélisé le comportement thermique stationnaire et instationnaire des capteurs solaires plans à air munis des ailettes et des chicanes, fonctionnant en convection forcée, en utilisant l'algorithme de Newton-Raphson pour résoudre les systèmes d'équations non-linéaires de bilan de conservation.

Un programme en MATLAB est élaboré. Ce programme est capable de simuler le comportement pour différentes configurations des capteurs, en deux régimes stationnaire et instationnaire.

Pour valider notre modèle, trois types des capteurs plans sont considérés en régime stationnaire : capteur vitré avec une seule passe, capteur non vitré avec une seule passe et capteur vitré avec double passe et double flux. Les résultats obtenus sont comparés et nous notons le caractère satisfaisant des résultats.

L'effet des ailettes et des chicanes est introduit dans notre modèle des bilans de conservation pour les deux régimes stationnaire et instationnaire avec succès et nous avons remarqué l'effet amélioratif des performances thermiques par rapport aux cas simples.

Ce travail nous a permis d'aboutir aux conclusions suivantes :

- Les performances thermiques de capteur non vitré soit sans ou avec ailettes et chicanes, sont inférieures par rapport aux capteurs vitrés à cause des pertes d'énergie thermique considérable vers l'avant.
- La température de l'air et le rendement thermique s'améliorent considérablement avec l'introduction des ailettes et des chicanes où le pourcentage le plus important vient des ailettes.
- L'augmentation de débit massique d'air qui circule à l'intérieur des capteurs provoque une diminution de la température de sortie d'une part et une élévation de rendement thermique d'autre part.
- Le rendement effectif des capteurs avec ailettes et chicanes est inférieur par rapport aux cas : sans ailettes et avec ailettes seulement.

Conclusion Générale

- L'augmentation considérable de débit massique provoque une diminution importante de rendement effectif des capteurs même avec la présence des ailettes et des chicanes, et peut engendrer des valeurs négatives pour des grands débits.
- L'introduction des chicanes avec ailettes, à l'intérieur du canal d'air dans chaque capteur améliore considérablement les performances thermiques, mais en contrepartie peut diminuer les performances hydrauliques en provoquant des pertes de charge considérables.
- Le comportement thermique journalier est influencé par le rayonnement reçu et la température ambiante moyenne où il montre des températures supérieures pour les journées de fort ensoleillement.

En perspective les études suivantes peuvent être abordées :

- Etendre l'étude en reposant sur des modèles CFD
- Tester l'approche d'introduction des ailettes et des chicanes appliquée dans notre mémoire pour améliorer les performances des capteurs PV/T.
- Faire une étude d'optimisation pour diminuer les pertes de charge et maîtriser la conception des capteurs avec ailettes et chicanes.

Références bibliographiques

- [1] Choudhury C, Chauhan PM, Garg HP. Design curves for conventional solar air heaters. *Renewable energy* 1995; 6(7):739–49
- [2] Ong KS. Thermal performance of solar air heaters: mathematical model and solution procedure. *Solar Energy* 1995; 55(2):93–109
- [3] Njomo D, Daguinet M. Sensitivity analysis of thermal performances of flat plate solar air heaters. *Heat Mass Transfer* 2006; 42:1065–81
- [4] Garg HP, Chandra R, Rani U. Transient analysis of solar air heaters using finite differences technique. *Energy Research* 1981; 5:243–52
- [5] Paisarn N, Kongtragool B. Theoretical study on heat transfer characteristics and performance of the flat-plate solar air heaters. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 2003; 30(8):1125–36
- [6] Mohamad AA. High efficiency solar air heater. *Solar Energy* 1997;60(2): 71–6.
- [7] Hegazy AA. Performance of the flat solar air heaters with optimum channel geometry for constant/variable flow operation. *Energy Conversion and Management* 2000; 41:401–17.
- [8] Aboul-Enein S, El-Sebaii AA, Ramadan MRI, El-Gohary HG. Parametric study of a solar air heater with and without thermal storage for solar drying applications. *Renewable Energy* 2000; 21:505–22
- [9] Jha RK, Choudhury C, Garg HP, Zaidi ZH. Performance prediction of a solar heater house. *Energy Conversion and Management* 1992;33(4):263–73.
- [10] Forson FK, Nazha MAA, and Rajakaruna H. Experimental and simulation studies on a single pass, double duct solar air heater. *Energy Conversion and Management* 2003; 44:1209–27.
- [11] Yeh Ho-Ming, Chii-Dong Ho, Jun-Ze Hou. The improvement of collector efficiency in solar air heaters by simultaneously air flow over and under the absorbing plate. *Energy* 1999; 24:857–71.
- [12] Bhagoria JL, Saini JS, Solanki SC. Heat transfer coefficient and friction factor correlations for rectangular solar air heater duct having transverse wedge shaped rib roughness on the absorber plate. *Renew Energ* 2002; 25:341e69
- [13] Varun, Saini RP, Singal SK. Investigation of thermal performance of solar air heater having roughness elements as a combination of inclined and transverse ribs on the absorber plate. *Renew Energ* 2008; 33:1398e405.

[14] Sriromreun P, Promvong P. Augmented heat transfer in rectangular duct with angled Z-shaped ribs. *Int Conf Energ Sust Dev*; 2e4 June, 2010 [Thailand]

[15] Jaurker AR, Saini JS, Gandhi BK. Heat transfer and friction characteristics of rectangular solar air heater duct using rib-grooved artificial roughness. *Sol Energy* 2006; 80(8):895–907.

[16] Layek A, Saini JS, Solanki SC. Second law optimization of a solar air heater having chamfered rib-groove roughness on absorber plate. *Renew Energy* 2007; 32:1967–80.

[17] Ho-Ming YEH, "Theory of baffled solar air heaters ", *Energy*, Vol. 17, No. 7, 1992, pp. 667-702.

[18] K. Mohammadi, M. Sabzpooshani, "Comprehensive performance evaluation and parametric studies of single pass solar air heater with fins and baffles attached over the absorber plate", *Energy*, Vol. 57, 2013, pp. 741-750.

[19] Ahmad Fudholi, Kamaruzzaman Sopian, Mohd Hafidz Ruslan, Mohd Yusof Othman, "Performance and cost benefits analysis of double-pass solar collector with and without fins", *Energy Conversion and Management*, Vol. 76, 2013, pp. 8-19.

[20] El-Sebaai AA, Abou-Enein S, Ramadan MRI, El-Bialy E. Year round performance of double pass solar air heater with packed bed. *Energy Conversion and management*, Vol. 48(3), 2007, pp. 990-1003.

Sites Web:

[21] https://www.google.dz/?gws_rd=cr&ei=7OFVfqpGYvaUav8g3g#q=%20%20%20Alb%C3%A9do%20

[22] <https://www.google.dz/#q=Principe+du++fonctionnement+d%27un+capteur+solaire+plan+%C3%A0+air+>

[23] <http://eduscol.education.fr/sti/sites/eduscol.education.fr.sti/files/ressources/techniques/782/782-bf-thermique.pdf>

[24] <https://www.google.dz/#q=capteur-plan-1>

[25] <http://greenlineblog.com/2008/01/solarsiedlung-by-rolf-disch/>

Résumé

Le travail de ce mémoire porte sur la modélisation des capteurs solaires plans à air en régime stationnaire et instationnaire en considérant le gisement solaire de Tlemcen.

Trois configurations (capteur vitré et non vitré avec une seule passe, et capteur avec double passe double flux) sont modélisées et simulées en présence des ailettes et des chicanes. La méthode des différences finies est utilisée pour discrétiser le terme temporel et le terme de convection. L'algorithme de Newton-Raphson est ainsi appelé pour résoudre le système d'équations non-linéaires du bilan de conservation. L'approche utilisée est comparée et validée par un travail issu de la littérature portant le cas du régime stationnaire. L'effet amélioratif des ailettes et des chicanes est montré avec un caractère satisfaisant pour les deux régimes stationnaire et instationnaire.

Mots clés: capteurs solaires plans, stationnaire, instationnaire, ailettes, chicanes, différence finis, algorithme de Newton-Raphson.

Abstract

The work of this thesis is about the modeling of flat plate solar air heaters in steady and unsteady state, considering solar radiation in Tlemcen region. Three configurations of collectors (collector with and without glass cover, and collector with double cavity and double flow) were modeled and simulated with attached fins and baffles. The finite difference method was used to discretize temporal and convective terms. Newton-Raphson algorithm was called to resolve the non-linear system of equations based on heat balance. The employed approach was compared and validated with a reference in literature in the case of steady state. The enhanced effect of fins and baffles was proved with satisfying results for steady and unsteady state.

Keywords: flat plate solar collectors, steady, unsteady, fins, baffles, finite difference, Newton-Raphson Algorithm.

ملخص

يتضمن موضوع المذكرة نمذجة الملتقطات الشمسية الهوائية في نظام ثابت و متغير في الزمن مع أخذ عينة إشعاعات الشمس بتلمسان، ثلاث أشكال (ملتقط زجاجي و ملتقط لا زجاجي بممر واحد و ثالث ملتقط بممرين ذو تدفق مزدوج)، نمذجت و حوكت بوجود زعانف و حواجز. طريقة الفوارق المنتهية تم استعمالها من أجل تجزأت الحد الزمني و حد التحميل الحراري في المعادلات. خوارزمية نيوتن رفسون استعملت لحل جملة المعادلات الغير خطية لإنحفاظ الطاقة الحرارية. المقاربة المستعملة في هذه الدراسة تمت مقارنتها و التحقق منها مع دراسة سابقة وذلك في النظام الثابت. التأثير التحسيني لإضافة الزعانف والحواجز تمت البرهنة عليه بنتائج مرضية في الحالتين الثابت والمتغير في الزمن.

الكلمات المفتاحية: الملتقطات الشمسية المستوية، الثابت، المتغيرة في الزمن، طريقة الفوارق المنتهية، خوارزمية نيوتن رفسون.