

!

N° d'ordre : 15/2014-D/PH

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

**MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE**

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE HOUARI BOUMEDIENE

FACULTE DE PHYSIQUE



THESE

Présentée pour l'obtention du **grade** de **DOCTEUR EN SCIENCES**

En PHYSIQUE

Spécialité : Energétique et Mécanique des Fluides

Par: MAALEM Mohamed Saïd

Sujet

**Etude du transfert simultané de chaleur et de
masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des
parois est refroidie**

Soutenue publiquement le 20/09/2014, devant le jury composé de :

Mr. BENDAOUD	Mohamed	Professeur à l'USTHB	Président
Mr. BENZAOU	Ahmed	Professeur à l'USTHB	Directeur de thèse
Mr. SAIGHI	Mohamed	Professeur à l'USTHB	Examineur
Mr. BOUSSAÏD	M'hamed	Professeur à l'UMBB	Examineur
Mr. KESSAL	Mohand	Professeur à l'UMBB	Examineur
Mr. BENMOUSSA	Hocine	Professeur à l'Université de Batna	Examineur
Mr. BOUHADEF	Mustapha	Professeur à l'USTHB	Invité

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

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE HOUARI BOUMEDIENE

FACULTE DE PHYSIQUE



THESE

Présentée pour l'obtention du **grade** de **DOCTEUR EN SCIENCES**

En PHYSIQUE

Spécialité : Energétique et Mécanique des Fluides

Par: MAALEM Mohamed Saïd

Sujet

**Etude du transfert simultané de chaleur et de
masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une
des parois est refroidie**

Dirigée par :

A. BENZAOUI

Année Universitaire 2013 - 2014
USTHB, BP 32 El Alia Bab Ezzouar 16111 Alger

Remerciements

Je remercie monsieur Ahmed BENZAOUI, professeur à l'USTHB, pour avoir dirigé cette étude, pour les encouragements et les conseils précieux qu'il n'a cessé de me prodiguer tout le long de ce travail.

Que monsieur le professeur Mohamed BENDAOUZ qui, malgré ses nombreuses occupations, a accepté de présider ce jury, trouve ici l'expression de ma très vive gratitude.

J'exprime tous mes remerciements aux membres du jury que sont messieurs Hocine BENMOUSSA, professeur à l'université de BATNA, M'hamed BOUSSAÏD, professeur à l'UMBB, Mohand KESSAL, professeur à l'UMBB et Mohamed SAIGHI, professeur à l'USTHB, pour avoir expertisé ce travail.

Le concours de mes amis Abderrahmane BOUHENNA, sous directeur au MERS, Ferhat SOUIDI, professeur à l'USTHB et Seddik HADJI, professeur à l'EPSTA, dans la rédaction des publications et de la thèse m'a été des plus précieux ; qu'ils soient sincèrement assurés de la ma gratitude.

J'exprime toute ma gratitude à notre invité le professeur Mustapha BOUHADEF, pour ses différentes interventions dans ce travail et ses précieux conseils.

Enfin, je n'oublierai pas les personnes qui ont contribué de près ou de loin à l'aboutissement de ce travail, notamment, Yacine SALHI, maître de conférences à l'USTHB .

SOMMAIRE

	Page
Résumé	
Nomenclature	
Liste des figures	
Introduction	
Distillation solaire	12
1- Historique	
2- Distillateur solaire statique	
2.1- Principe de fonctionnement	
2.2- Exemple de distillateurs solaires statiques	
2.3- Rendement des distillateurs solaires statiques	
Chapitre 1 : Etude bibliographique	15
1.1- Introduction	
1.2- Distillateur de forme chapelle, en cascades et Hot-box	
1.3-Distillateurs de formes trapézoïdale et triangulaire	
1.4 - Conclusion	
Chapitre 2 : Etude expérimentale	18
2.1 - Introduction	
2.2- Réalisation du dispositif expérimental	
2.2.1- Introduction	
2.2.2- Vue en perspective du dispositif expérimental	
2.2.3- La cavité du dispositif expérimental	
2.2.4- La plateforme pivotante	
2.2.5- L'isolation thermique des parois de la cavité	
2.2.6- L'étanchéité en vapeur d'eau de la cavité	
2.2.7- Installation des instruments de mesures	
2.3 – Mesures	24
2.3.1- introduction	
2.3.2- Expérience	
2.3.2.1 - Coordonnées du site expérimental	
2.3.2.2 - Conditions expérimentales	
2.3.2.3- Expérience.	
2.3.2.4 - Précisions des mesures	
2.3.3- Résultats	
Chapitre 3 : Interprétation et exploitation des résultats expérimentaux	28
3.1 – Introduction	
3.2- Interprétation	
3.3 - Exploitation des résultats	30
3.3.1- Evaluation de la température moyenne de l'air à l'intérieur de la cavité	
3.3.2- Evaluation des coefficients moyens des transferts simultanés, de chaleur et de masse, entre les parois non adiabatiques et le noyau central d'air humide.	

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

3.3.3- Evaluation, par les relations bibliographiques, des nombres moyens de Sherwood et de Nusselt des parois non adiabatiques

3.3.3.1-Introduction

3.3.3.2-Evaluation de $\overline{SH_L}$ et de $\overline{NU_L}$

3.3.4 - Comparaison des $\overline{NU_L}$ et des $\overline{SH_L}$, obtenus par les deux méthodes, et corrélation des résultats bibliographiques de la plaque plane isotherme.

Conclusion

Chapitre 4 : Etude théorique----- 40

4.1 – introduction

4.2- Réflexion sur les résultats expérimentaux

4.3 - Etude de l'écoulement

4.3.1 - Introduction

4.3.2 - Hypothèses de base

4.3.3 – Equations

4.3.4 Conditions aux limites

4.3.5 - Résolution numérique

4.3.6-Résultats et discussions ----- 43

4.3.6.1 Champ de vitesse

4.3.6.2- Champ de température

4.3.6.3- Champ de concentration

Conclusion

4.3.7- Cas de la configuration trapézoïdale

4.3.7.1 - Résultats et discussion

Conclusion

4.4 – Modèle théorique----- 50

4.4.1- Formulation

4.4.2 – Application au modèle expérimental

4.4.2.1- Problème physique

4.4.2.2- Hypothèses simplificatrices

4.4.2.3- Le système d'équations

4.4.2.4 - Coefficients intervenant dans le système d'équations

4.4.2.5 - Résolution numérique

4.4.2.5.1 – Méthode de Runge Kutta du 4^o ordre

4.4.2.5.2- Discrétisation des équations

4.4.2.5.3 – Algorithme de résolution numérique

4.4.2.5.4- Résultats et discussions ----- 59

Conclusion

Chapitre 5 : Extension du modèle a d'autres cavités----- 62

5.1 - introduction

5.2 - prospection

5.3 - cavité en forme de chapelle ----- 62

conclusion

5.4 - cavité de forme rectangulaire----- 66

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

5.5 - cavité de forme rectangulaire inclinée	
5.5.1 - cas où la face chaude est en dessous. -----	68
Conclusion	
5.5.2 - cas où la face chaude est au dessus. -----	70
Conclusion	
5.6 – cavité trapézoïdale différentiellement chauffée. -----	72
Conclusion générale -----	77
Annexe 1 : Algorithme de résolution -----	78
Annexe 2 : Notions de base sur le transfert de masse en convection naturelle -----	82
Annexe 3 : Propriétés physique de l'air humide -----	83
Annexe 4 : Principaux points des rapports Comsol Multiphysics -----	86
Références bibliographie -----	87

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

Résumé

La présente étude traite de la modélisation des phénomènes des transferts simultanés de chaleur et de masse, en convection naturelle, principalement, dans une cavité de forme trapézoïdale et dont les parois non adiabatiques sont, de température, de nature et d'inclinaison différentes. Les résultats du modèle proposé s'étendent à d'autres formes de cavités telles que les cavités triangulaires, rectangulaires, rectangulaires inclinées et en chapelle, entre autres. Le travail a commencé par une étude expérimentale qui a révélé, d'une part, un régime à débits de transfert de masse (Condensation et évaporation) constants et, d'autre part, un noyau central de température uniforme. Une détermination expérimentale des coefficients d'échange massique et des nombres moyens de Sherwood, des parois non adiabatiques, dans ce régime, s'en est suivie. Avec l'hypothèse de l'écoulement laminaire, dans le régime à débits constants, les nombres moyens de Nusselt des parois non adiabatiques ont été déduits de ceux de Sherwood, par analogie transfert de chaleur - transfert de masse.

Pour avoir une idée sur les modes de transfert de chaleur et de masse, dans cette cavité et au régime à débit constants, une étude théorique sur la structure de l'écoulement a été entreprise sur une configuration théorique, de même géométrie et de mêmes dimensions que le modèle expérimental.

Le système d'équations régissant l'écoulement est constitué des équations classiques de quantité de mouvement, de continuité, de transport de chaleur et de transport de masse. Assortie des conditions aux limites expérimentales, il a été résolu par la méthode des éléments finis, au moyen du code de calcul Comsol Multiphysics. Les résultats obtenus, révèlent l'existence d'une zone peu mouvante dans la cavité qu'on a supposée, en première approximation, comme stagnante, et confirme l'existence du noyau central de température sensiblement uniforme, mis en évidence expérimentalement. Avec cette hypothèse, les transferts de chaleur et de masse se feraient entre les parois non adiabatiques et cette zone stagnante; des corrélations des résultats de la plaque isotherme, en convection naturelle, sont alors proposées.

Pour valider la proposition, on a simulé le fonctionnement du dispositif expérimental par un modèle qui intègre une zone stagnante à l'intérieur de la cavité, basé sur les bilans globaux. Dans ce modèle, la température de la zone stagnante est, évidemment, supposée uniforme. Quant aux coefficients de transfert de chaleur et de masse, ils sont déterminés à partir des relations corrélées, des nombres moyens de Nusselt et de Sherwood de la plaque plane isotherme, proposées. Les résultats obtenus sont en bon accord avec leurs homologues expérimentaux.

Ensuite, nous avons montré que ce modèle est applicable à d'autres formes géométriques de cavités, fonctionnant à basses températures.

NOMENCLATURE

- A_j : Aire de la surface (paroi) n° j (m^2).
 C_i : Capacité calorifique du milieu matériel N° i. ($J/^\circ K$).
 C_p : Chaleur spécifique à pression constante, ($J/Kg \ ^\circ K$).
 $D(T_i)$: Coefficient de diffusion massique à la température T_i , (m^2/s).
 F_{ij} : Facteur de forme des surfaces i et j.
 g : Accélération gravitationnelle (m/s^2).
 G_r^T : Nombre de Grashoff thermique.
 G_r^* : Nombre de Grashoff massique.
 h_{ij} : Coefficient d'échange thermique par convection naturelle entre les milieux n°i et n°j ($W/m^2 \ ^\circ K$).
 h_{ij}^* : Coefficient d'échange massique entre les milieux n°i et n°j (m/s).
 h_b : Coefficient d'échange thermique entre le bas du bac et l'air dans lequel il baigne. ($W/m^2 \ ^\circ K$).
 h_e : Coefficient global d'échange de la vitre avec l'environnement externe ($W/m^2 \ ^\circ K$).
 h_{rij} : Coefficient d'échange de chaleur par rayonnement entre les surfaces n°i et n°j ($W/^\circ K$).
 H_s : Flux solaire global incident (W/m^2).
 l_1 : Largeur de la vitre ($l_1 = 0.70$ m).
 l_2 : Largeur de la nappe d'eau ($l_2 = 0.63$ m).
 l_5 : Largeur de la plaque d'aluminium ($l_5 = 0.36$ m).
 L : Longueur de la cavité ($L = 1.60$ m).
 L_j : Longueur de référence de la paroi j (m).
 $L_w(T_i)$: Chaleur latent de changement de phase de l'eau à la température T_i (J/kg).
 $\dot{m}$: Débit massique (Kg/s)
 $\overline{NU}_L$: Nombre de Nusselt moyen.
 P_r : Nombre de Prandtl.
 P_G : Quantité d'eau condensée sur la vitre (Kg).
 P_S : Quantité d'eau condensée sur l'aluminium (Kg)
 q_{ij} : Flux de chaleur reçu par le milieu n°j en provenance du milieu n°i (W).
 q_{ij}^* : Flux de chaleur reçu par le milieu n°j en provenance du milieu n°i. par transfert de masse (W)
 ρ_i : Masse volumique de l'air humide saturé à la température T_i (Kg/m^3).
 S_c : Nombre de Schmidt.
 $\overline{SH}_L$: Nombre de Sherwood moyen.
 T_i : Température moyenne du milieu matériel i, (K).
 u : Composante de la vitesse suivant Ox, (m/s).
 v : Composante de la vitesse suivant Oy, (m/s)..
 α_1 : Coefficient d'absorption du milieu i.
 ϵ_i : Facteur d'émission de la surface i.
 ϕ_i : Concentration de la vapeur d'eau dans l'air à la température T_i (mol/m^3).

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

λ : Conductivity thermique, (W/m.K).

μ : Coefficient de viscosité dynamique, (Pa.s).

ρ : Masse volumique de l'air humide saturé à la température T , (Kg/m^3)

τ_i : Coefficient d'absorption global du milieu i .

Indices

e : Se rapporte au milieu extérieur (ambient).

i ou j = 1 : Se rapporte à la vitre.

i ou j = 2 : Se rapporte à l'eau du bac absorbant.

i ou j = 3 : Se rapporte au bac absorbant.

i ou j = 4 : Se rapporte à l'air humide saturé dans la cavité.

i ou j = 5: se rapporte à la plaque d'aluminium.

i ou j=6: Se rapporte à l'air à l'extérieur à la cavité.

r: se rapporte au rayonnement

s: Se rapporte à soleil.

LISTE DES FIGURES

- Fig.1.1 : Principe de la distillation solaire
- Fig.1.2 : Distillateur solaire statique réel
- Fig.1.3 : Distillateur solaire flottant
- Fig.1.4 : Distillateur solaire domestique
- Fig.1.5 : Distillateur solaire appelé puits d'eau
- Fig.1.6 : Distillateur solaire, de forme pyramidale
- Fig.1.7 : Distillateur solaire, de forme chapelle.
- Fig.1.8 : Distillateur solaire, de forme chapelle.
- Fig.1.9 : Distillateur solaire, de forme trapézoïdale.
- Fig.1.10 : Distillateur solaire, de forme triangulaire
- Fig.1.11 : Distillateur solaire dit en cascades.
- Fig.1.12 : Distillateur hot-box.
- Fig.2.1.a : Vue en perspective du dispositif expérimental.
- Fig.2.1.b : Vue éclatée du dispositif expérimental.
- Fig.2.2 : Section droite de la cavité expérimentale.
- Fig.2.3 : Plate forme pivotante.
- Fig.2.4 : Paroi latérale de la cavité expérimentale.
- Fig.2.5.a : Emplacement des soudures des thermocouples sur la vitre.
- Fig.2.5.b: Emplacement du papier aluminium réfléchissant sur les soudures des thermocouples sur la vitre.
- Fig.2.6.a et 2.6.b: Emplacement des soudures des thermocouples dans la nappe d'eau.
- Fig.2.6.c : Emplacement du papier aluminium réfléchissant sur les soudures des thermocouples dans l'eau.
- Fig.2.7.a et 2.7.b: Emplacement des soudures des thermocouples dans le bac absorbant.
- Fig.2.8 : Emplacement de la soudure du thermocouple sur la plaque d'aluminium.
- Fig.2.9 : Enregistrement du flux solaire global en fonction du temps.
- Fig.2.10 : Variations de la température moyenne de la vitre (T_1) en fonction du temps.
- Fig.2.11 : Variations de la température moyenne de l'eau (T_2) en fonction du temps.
- Fig.2.12 : Variations de la température moyenne de la plaque d'aluminium en fonction du temps.
- Fig.2.13 : Variations de la température moyenne du bac (T_3) en fonction du temps
- Fig.2.14 : Variations de la quantité d'eau distillée par la vitre (P_G) en fonction du temps.
- Fig.2.15 : Variations de la quantité d'eau distillée par la paroi en aluminium (P_S) en fonction du temps.
- Fig.2.16 : Variations du flux solaire, global et moyen, reçu par la vitre, (H_S) en fonction du temps.
- Fig.3.1 : Variations des quantités d'eau distillée et du flux solaire moyen, reçu par la vitre, en fonction du temps
- Fig.3.2 : Variations des températures moyennes des parois non adiabatiques (vitre T_1 , plaque d'aluminium T_5 et nappe d'eau T_2) et celle du flux solaire global, H_S , reçu par la vitre, en fonction du temps.

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

- Fig.3.3 : Variations du flux solaire global, reçu par la vitre, et celles des températures moyennes de la nappe d'eau, de la vitre et du bac absorbant, en fonction du temps..
- Fig.3.4 : Variations de la température moyenne de la vitre et celles des quantités d'eau qu'elle a distillée, en fonction du temps.
- Fig.3.5 : Variations des températures T_4 , T_1 , T_2 , T_5 et du flux solaire global H_s en fonction du temps.
- Fig.3.6: Coefficients des transferts massiques en fonction du temps..
- Fig.3.7 : Variations des nombres moyens de Sherwood en fonction du temps.
- Fig.3.8 : Variations des nombres de Nu en fonction du temps.
- Fig.3.9 : Variations des coefficients d'échange de chaleur en fonction du temps.
- Fig.3.10 : Variations du nombre moyen de Sherwood bibliographique en fonction du temps..
- Fig.3.11 : Variations du nombre moyen de Nusselt bibliographique en fonction du temps.
- Fig.3.12 : Variations des coefficients d'échange massique (Biblio) en fonction du temps
- Fig.3.13 : Variations des coefficients d'échange thermique (Biblio) en fonction du temps
- Fig.4.1 : Variations des quantités d'eau, évaporées et condensées sur la vitre et la plaque d'aluminium, en fonction du temps.
- Fig.4.2 : Modèle Expérimental.
- Fig.4.3 : Modèle Théorique de la configuration triangulaire.
- Fig.4.3 : Modèle Théorique de la configuration trapézoïdale.
- Fig.4.6:: Lignes de courant dans le modèle triangulaire.
- Fig.4.7 : Vitesse surface dans le modèle triangulaire.
- Fig. 4.8 : Variations de la composante V_y en fonction de y .
- Fig. 4.9 : Variations de la composante V_x en fonction de x .
- Fig.4.10: isothermes.
- Fig.4.11: Surface température.
- Fig.4.12: Variations de la température en fonction de y .
- Fig.4.13: Variations de la température en fonction de x .
- Fig.4.14: lignes d'isoconcentration .
- Fig.4.15: Surface concentration.
- Fig. 4.16: Variations de la concentration en fonction de y .
- Fig.4.17 : Variations de la concentration en fonction de x .
- Figs.4 .18-4.23 : Vitesse surface
- Fig.4.24 : Variations de la composante V_y en fonction de y .
- Fig.4.25 : Variations de la composante V_x en fonction de x .
- Fig.4.26: Variations de la température en fonction de y .
- Fig.4.27: Variations de la température en fonction de x .
- Fig.4.28: Variations de la concentration en fonction de y .
- Fig.4.29: Variations de la concentration en fonction de x
- Fig.4.30 : Modèle physique.
- Fig.4.31 : Variations de la température du bac absorbant en fonction du temps.
- Fig.4.34 : Variations de la température moyenne de la vitre en fonction du temps.
- Fig.4.35 : Variations de la température moyenne de la nappe d'eau en fonction du temps.
- Fig.4.36: Variations de la température moyenne du bac absorbant en fonction du temps.
- Fig.4.37: Variations de la température moyenne de la plaque d'aluminium en fonction du temps.

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

Fig.4.38: Variations de la quantité d'eau condensée, P_S , sur la plaque d'aluminium en fonction du temps.

Fig.4.39: Variations de la quantité d'eau condensée, P_G , sur la vitre en fonction du temps.

Fig.5.1 : Cavité de forme chapelle.

Fig.5.2 : Champ des lignes de courants

Fig.5.3 : Champ de vitesse surface.

Fig.5.4 : Champ de vitesse surface de la composante V_x .

Fig.5.5 : Champ de vitesse surface de la composante V_y .

Fig.5.6 : Variations de la composante V_x en fonction de y .

Fig.5.7 : Variations de la composante V_y en fonction de y

Fig.5.8 : Champ des isothermes.

Fig.5.9 : Surface température.

Fig.5.10: Variations de la température en fonction de y .

Fig.5.11: Variations de la température en fonction de x .

Fig.5.12 : Surface concentration.

Fig.5.13: Variations de la concentration en fonction de x .

Fig.5.14: Variations de la concentration en fonction de y .

Figs.5.15 et 5.17 : Champ des lignes de courant.

Figs.5.13 et 5.16 : Champ de vitesse surface

Fig.5.19 : Cavité de forme rectangulaire.

Figs.5.20, 5.21,5.23,5.24,5.25 et 5.27 : Champ de vitesse surface.

Figs.5.22 et 5.26 : Champ de vitesse.

Fig.5.28 : Cavité rectangulaire inclinée dont la face inférieure est chaude..

Figs.5. 29-5.36 : Champ de vitesse et champ de vitesse surface.

Fig.5.37 : Cavité rectangulaire inclinée dont la face supérieure est chaude..

Figs.5. 38 et 5.39 : Champ de vitesse et champ de vitesse surface.

Fig.5.40 et 5.41 : Champ des lignes de courant.

Figs.5.42-5.47 : Champ de vitesse et champ de vitesse surface.

Fig.5.48 : Cavité trapézoïdale différentiellement chauffé.

Fig.5.49 : Cavité trapézoïdale avec deux surfaces de condensation à des température différentes.

Fig.5.50 et 5.51 : Champ de vitesse surface.

Fig.5.52 et 5.53 : Champ des lignes de courant.

Fig.5.54 et 5.55 : Champ de vitesse surface de la composante V_x .

Fig.5.56 et 5.57 : Variations de la composante V_x en fonction de y .

Fig.5.58 et 5.59 : Variations de la composante V_y en fonction de y .

Fig.5.60 et 5.61 : Champ de vitesse surface de la composante V_y .

Fig.5.62 et 5.63 : Variations de la composante V_x en fonction de x .

Fig.5.64 et 5.65 : Variations de la composante V_y en fonction de x .

INTRODUCTION

Dans l'ingénierie, la maîtrise des phénomènes de transfert de chaleur et de masse est d'une importance capitale. Cet intérêt est suscité par l'amélioration des rendements dans plusieurs domaines, notamment, dans le dessalement de l'eau de mer, l'épuration des eaux saumâtres, la distillation solaire, le séchage et les serres agricoles, auxquels nous nous intéressons.

L'augmentation des besoins en eau douce, causée par les diverses utilisations industrielles et agricoles, la diminution des réserves naturelles (nappes et glaciers), l'insuffisance des pluies dans certaines régions du monde et la croissance démographique, entraînent la nécessité de développer et d'améliorer les moyens d'épuration des eaux saumâtres en vue de leur recyclage. Les procédés d'épuration actuels sont multiples. Les plus utilisés sont: l'osmose inverse, l'électrodialyse et l'évapo-condensation. Pour des raisons financières et de développement, beaucoup de pays du sud, pour lesquels les besoins sont plus importants, ne peuvent pas et ne pourront, probablement, pas s'offrir tout ce luxe d'épuration des eaux saumâtres. Cependant, le procédé d'évapo-condensation qui consiste à utiliser un courant d'air chaud au dessus de la saumure, pour évaporer l'eau qu'on récupère par la suite par condensation, leur est accessible, notamment, à petite échelle : Le procédé est thermique et ces pays disposent d'un potentiel énergétique solaire important. Les petites unités de distillation solaire, peu onéreuses, peuvent, alors, combler en partie leurs lacunes de développement et de difficultés financières. A cet égard, plusieurs études expérimentales et théoriques ont été menées de par le monde. Leur objectif est l'amélioration des rendements de ces unités. Parmi les unités qui n'utilisent pas de concentrateurs solaires, on distingue deux types: Celles fonctionnant en convection naturelle seulement, dites statiques, et celles fonctionnant en convection mixte. En ce qui nous concerne, nous nous sommes intéressés au premier type d'unités, n'utilisant pas l'effet multiple, et aux unités de formes trapézoïdale et triangulaire.

Afin de cerner les problèmes relatifs aux rendements de ce type d'unités et de situer notre travail, nous avons, tout d'abord, rappelé les notions de base de la distillation solaire statique. Ensuite, nous avons fait une étude bibliographique de ce qui a été fait en matière de rendement et de compréhension des phénomènes de transfert de chaleur et de masse, à basse température, dans les distillateurs de forme chapelle, trapézoïdale et triangulaire (les plus adoptés). Une conclusion générale s'en est suivie avec l'introduction de notre travail.

DISTILLATION SOLAIRE

1- Historique

Selon une légende [1], l'idée de l'épuration de l'eau de mer remonte au temps des grecs. En effet, cette dernière prétend que la ville portuaire Théodosie en Crimée, fondée par les grecs au VI^e siècle av. J. C, était alimentée en eau potable par un ingénieux système, appelé puits aérien, capable de capter le bouillard et la rosée du matin. Ce système, pensait-on, est constitué d'un amas de rochers sur lesquels la vapeur d'eau, contenue dans l'air, se condense la nuit quand ils se refroidissent. Son principe est, évidemment, l'évapo-condensation : L'air atmosphérique chauffé par le soleil permet l'évaporation de l'eau de mer, par diffusion et convection naturelle, et la nuit, la vapeur d'eau, contenue dans l'air, se condense sur ces amas rocheux, relativement froids, et est récupérée, comme eau potable, pour alimenter la ville portuaire. De là est née la distillation solaire. Au III^e siècle av. J. C, les marins grecs l'utilisaient couramment sur leurs bateaux.

2- Distillateur solaire statique

Un distillateur solaire statique serait donc un système contenant de l'eau saumâtre, de l'air atmosphérique, une (ou des) surface(s) de condensation et un moyen de chauffage, par l'énergie solaire (surface absorbant le rayonnement solaire), pour amorcer l'évaporation de l'eau. Généralement ce système est une cavité fermée munie d'un couvercle transparent qui piège, par effet de serre, le soleil entrant dans la cavité (Fig.1.2). L'eau condensée sur la (ou les) paroi(s) de la cavité, relativement froide(s), est récupérée comme eau potable.

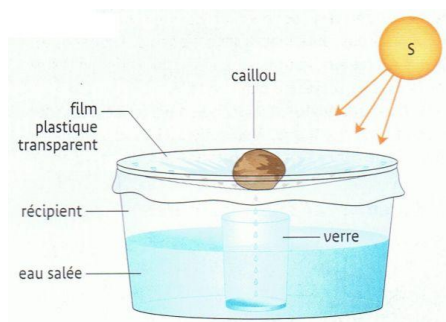


Fig.1.1 : Principe de la distillation solaire

Source internet : Outils solaires.com> développement durable> énergie solaire> distillation solaire.



Fig.1.2 : Distillateur solaire statique réel

Source internet : Source internet: Outils solaires.com> développement durable> énergie solaire> distillation solaire.

2.1- Principe de fonctionnement

Le rayonnement solaire pénètre dans le distillateur par le couvercle transparent. Une partie est absorbée par les parois et la saumure, notamment, la paroi du fond, souvent peinte en noir ou recouverte par une substance de couleur noire. L'énergie solaire ainsi captée est transmise, via la saumure, à l'air intérieur. Par diffusion et convection naturelle une évaporation de l'eau s'en suit. Au niveau des parois, relativement froides (généralement le couvercle de faible capacité thermique), la vapeur d'eau se condense et est récupérée comme eau potable (Fig.1.1 et Fig.1.2). Il est à noter que le couvercle transparent (plastique ou verre) est opaque aux radiations infra rouges émises par la saumure et les parois (effet de serre).

2.2- Exemple de distillateurs solaires statiques

Depuis l'avènement de la distillation solaire, plusieurs types de distillateurs solaires statiques ont vus le jour. A titre d'exemples, les figures 1.3, 1.4, 1.5 et 1.6 illustrent les distillateurs utilisés, à petite et grande échelle, en mer et dans les régions arides et semi-arides.



Fig.1.3 : Distillateur solaire flottant

Source internet : Outils solaires.com> développement durable> énergie solaire> distillation solaire.

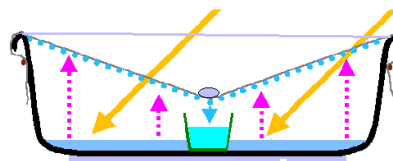


Fig.1.4 : Distillateur solaire domestique

Source internet: Outils solaires.com> développement durable> énergie solaire> distillation

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

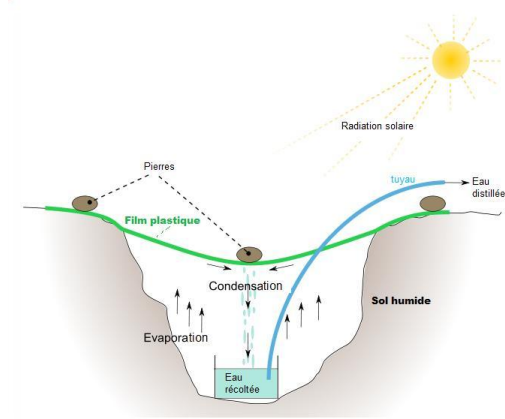


Fig.1.5 : Distillateur solaire appelé puits d'eau
Source internet : Wikipédia (distillation solaire)



Fig.1.6 : Distillateur solaire, de forme pyramidale avec un couvercle en film plastique, couvrant une surface de 600 m² et produisant 1250 litres/jour.

Source internet : Outils solaires.com> développement durable> énergie solaire> distillation solaire.

2.3- Rendement des distillateurs solaires statiques

Le premier et le plus grand distillateur solaire statique dans le monde [2] est construit en 1872 dans le désert de la province d'Antofagasta du Chili ; il couvre une surface de 4700 m² de saumure et produit 20 m³ d'eau par jour en été ; soit un rendement 4,25 litres environ par m² et par jour.

D'une manière générale, les rendements de ces unités de distillation dépendent, de leur géométrie et d'une multitude de paramètres relatifs: à la météorologie, à l'absorption du rayonnement solaire, à la saumure, à la surface de condensation, au couvercle transparent (nature, inclinaison et duplication), à l'isolation thermique et à leur orientation, entre autres. Les géométries les plus adoptées sont : La forme chapelle (Fig.1.7 et Fig.1.8), et les formes trapézoïdale (Fig.1.9) et triangulaire (Fig.1.10).

rayonnement solaire

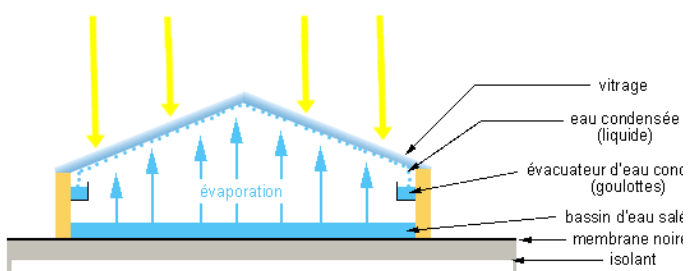


Fig.1.7

Source internet : Distillation solaire> images correspondant à distillation solaire



Fig.1.8

Source internet: Appropedia> Solar distillation

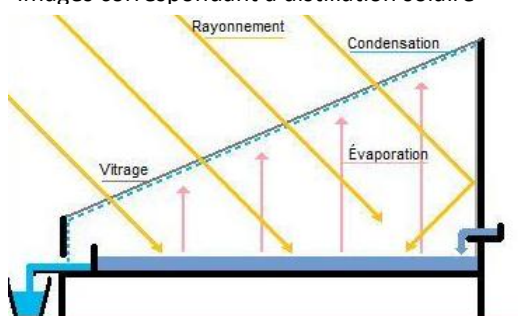


Fig.1.9

Source internet: Wikipédia (distillation solaire)

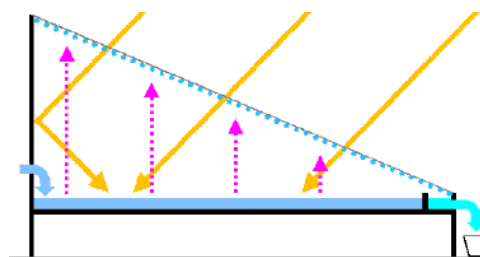


Fig.1.10

Source internet : Outils solaires.com> développement durable> énergie solaire> distillation solaire.

CHAPITRE 1

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

1.1- Introduction

Bien que nous nous intéressions aux cavités de formes trapézoïdale et triangulaire, nous avons élargi notre étude bibliographique aux cavités en chapelle, en cascades et Hot-box en raison, d'une part, de leur appartenance aux cavités adoptées dans la pratique et, d'autre part, à l'applicabilité de notre modèle théorique à ce type de cavités.

1.2- Distillateur de forme chapelle, en cascades et Hot-box

Les études expérimentales, menées sur les distillateurs de forme chapelle, en cascades et Hot-box ont montrées que leurs rendements:

1- Sont d'autant meilleurs que leur saumure est proche de la surface de condensation [3]. On a montré que les rendements des distillateurs en cascades (Fig.1.11) sont 30 à 40% supérieurs à ceux des distillateurs Hot-box (Fig.1.12) [4].

2- Dépendent de la largeur, de la nature et de l'inclinaison des surfaces de condensation ; c'est un compromis entre la largeur de la surface de condensation (parcourue par l'eau condensée), sa nature (mouillabilité envers l'eau) et son inclinaison par rapport à l'horizontal. En effet, pour une faible inclinaison et une grande largeur, une partie de l'eau condensée retombe dans la saumure dès que le poids des gouttes l'emporte sur les forces de tension superficielles qui les maintiennent en contact avec la surface de condensation.

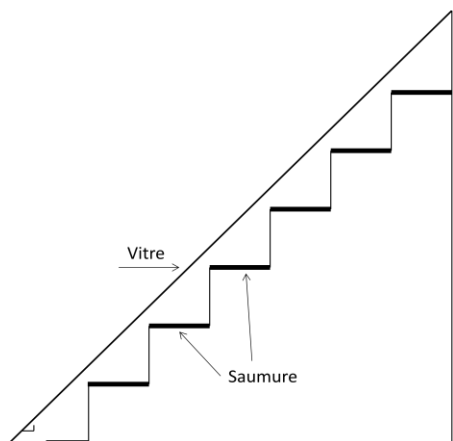


Fig. 1.11

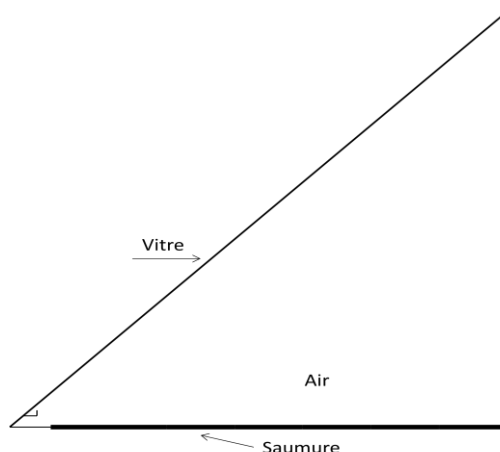


Fig. 1.12

1.3 - Distillateurs de formes trapézoïdale et triangulaire

Les études théoriques ([5], [6], [7], [8], [9], [10], [11]) et expérimentales ([9], [10], [11] et [12]) entreprises sur les transferts de chaleur et de masse dans les cavités trapézoïdales et triangulaires portent sur des cavités différentiellement chauffées (Fig.1.9 et Fig.1.10). Deux parois sont donc concernées par les échanges thermiques, les autres sont adiabatiques. A notre connaissance, aucune étude n'a été entreprise sur les cavités trapézoïdales et triangulaires, comportant deux surfaces de condensation à des températures moyennes différentes,

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

Dans les études théoriques, l'écoulement du fluide à l'intérieur de ces cavités est traité le plus souvent, en régime laminaire et les coefficients d'échange de chaleur et de masse sont déduits des nombres de Nusselt et de Sherwood, établis pour le régime d'écoulement laminaire. Très peu d'études théoriques ont été entreprises en régime turbulent [13]. Les résultats obtenus sont assez satisfaisants, notamment, pour le régime laminaire. Les méthodes de calculs numériques utilisées dans les modélisations sont multiples : Différences finies, éléments finis, volumes finis et codes de calculs.

Les études expérimentales, effectuées, le plus souvent pour valider les modèles théoriques, ont montrées que :

- 1- Les rendements sont d'autant meilleurs que l'épaisseur de la saumure est faible [14].
- 2- L'inclinaison du couvercle influait sur le rendement. Ainsi, une inclinaison de 30° donnerait un rendement supérieur aux inclinaisons de 15° et de 45° [15].

Les expériences, qui ont été menées avec de l'eau de mer (salée), ont montrées que la salinité de la saumure augmente, au fil du temps, et forment des cristaux de sel en surface [13]. Ces derniers, en modifiant la transparence de la saumure et l'absorption du rayonnement solaire par la surface noire absorbante (située, en général, sous la saumure), influent négativement sur le rendement de ces unités.

1.4 - Conclusion

Les études entreprises dans des cavités de formes trapézoïdale et triangulaire, fermées et différentiellement chauffées, ont montrées que les rendements des transferts de chaleur et de masse, en convection naturelle, dépendent d'une multitude de paramètres. Elles ont le privilège d'identifier quelques uns, voire les plus influents. Il en ressort que la saumure doit être proche de la surface de condensation et que son épaisseur soit la plus faible possible. Concernant le couvercle transparent, il doit présenter une faible capacité thermique, une bonne mouillabilité vis-à-vis du condensat et une inclinaison en adéquation avec la mouillabilité. Concernant la captation de l'énergie solaire, la cavité doit avoir une bonne orientation du couvercle transparent, une bonne surface d'absorption du rayonnement solaire et une bonne isolation thermique ; le taux de transmission de l'énergie solaire globale (direct+diffus) par une vitre ordinaire est de l'ordre de 0,86 quand les angles d'incidences des rayons solaires sont compris entre 0 et 30° . Cependant, il n'y a pas de relation directe entre le rendement et les paramètres influents cités qui permettrait de concevoir une unité type de distillation de rendement optimum.

Bien que les résultats théoriques présentés dans de nombreux modèles concordent assez bien avec ceux de l'expérience entreprise, ils restent, cependant, spécifiques à la configuration étudiée et aux conditions expérimentales utilisées. Il apparaît, cependant, qu'à basses températures, le régime de l'écoulement des fluides dans les cavités différentiellement chauffées est laminaire.

A notre avis, le problème de l'amélioration du rendement passe par : la maîtrise des phénomènes des transferts simultanés de chaleur et de masse dans ces cavités (évaporation et condensation), d'une part, et par la nature, l'orientation et l'augmentation de l'aire de la (ou des) surface(s) de condensation, d'autre part. Aussi avons-nous pensé, dans le cadre des configurations trapézoïdale et triangulaire, d'entreprendre une étude avec deux surfaces de

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

condensation, de nature, d'orientation et de températures moyennes différentes, en vue d'élaborer un modèle applicable aux autres configurations. La première surface de condensation sera constituée par un couvercle transparent, et la deuxième par la grande paroi verticale (Fig.1.9-1.10). Le choix des températures différentes de ces parois de condensation n'est pas fortuit. En effet, dans la pratique, les couvercles sont orientés vers le sud pour permettre une bonne captation de l'énergie solaire. Leur grande paroi verticale est alors orientée vers le nord ; il s'en suit, naturellement, une différence de leurs températures. Un tel modèle s'appliquerait aux cavités différentiellement chauffées et aux autres.

CHAPITRE 2

ETUDE EXPERIMENTALE

2.1 - INTRODUCTION

Cette étude a été menée en deux phases : La première consistait en la réalisation du dispositif expérimental et la seconde est consacrée aux mesures expérimentales. Le dépouillement et l'exploitation des résultats expérimentaux sont traités dans le chapitre 3.

2.2 – REALISATION DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL

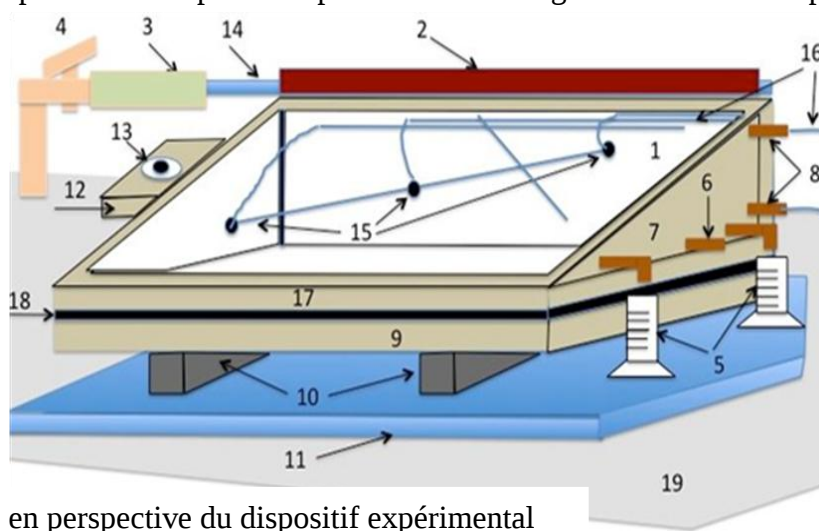
2.2.1- Introduction

Le dispositif expérimental a été conçu en fonction de l'objectif fixé qui est la modélisation des transferts simultanés de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale, fermée et comportant trois parois non adiabatiques : Deux surfaces de condensation et une surface d'évaporation. La première surface de condensation, en verre, est laissée à l'air libre. La seconde, en aluminium, est refroidie par un écoulement d'eau de robinet au moyen d'un tuyau arroseur et d'un tissu éponge. Quant à la troisième, elle est constituée par la surface libre d'une eau saumâtre, contenue dans un bac absorbant l'énergie solaire ; elle est chauffée par un flux solaire global, maintenu sensiblement constant au moyen d'un pyranomètre (*) et d'une plateforme pivotante. Les autres parois de la cavité du dispositif expérimental sont isolées thermiquement.

Enfin, pour permettre l'étude de l'inertie thermique du dispositif, on a réalisé un panneau noir, opaque au rayonnement solaire, dont les dimensions sont égales à celles de la paroi transparente.

2.2.2- Vue en perspective du dispositif expérimental

La vue en perspective du dispositif expérimental et sa légende sont données par la Fig.2.1 :



(*) C'est un appareil qui enregistre le flux solaire global (Direct + diffus).

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

Légende : 1- Vitre, 2-Tissu éponge, 3- Flexible d'alimentation, 4- Robinet d'eau, 5- Eprouvettes, 6-Tuyau d'alimentation du bac, 7- Tuyau de récupération de l'eau distillée, 8- Support de thermocouples, 9- Partie inférieure du distillateur, 10- Cales, 11- Plateforme pivotante, 12- Support de pyranomètre, 13- Pyranomètre, 14- Tuyau arroseur, 15- Soudures de thermocouples, 16- Fils de thermocouples, 17- Partie supérieure du distillateur, 18-Joint en caoutchouc poreux, 19- Sol.

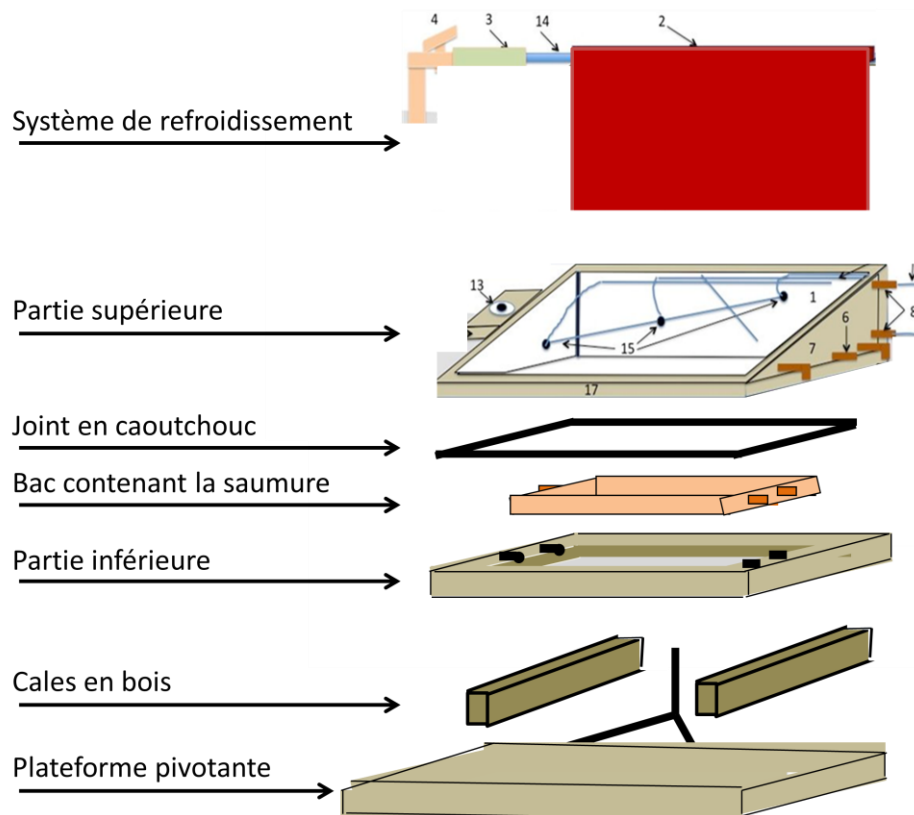


Fig.2.1 b : Vue éclatée du dispositif expérimental

2.2.3- La cavité du dispositif expérimental

En prévision de l'étude théorique, elle a été réalisée de sorte que l'écoulement de l'air humide en son intérieur soit bidimensionnel. De plus, elle tient compte des résultats bibliographiques pour lesquels le rendement de la cavité trapézoïdale est meilleur (inclinaison du couvercle transparent 30° [15], épaisseur de la saumure faible [14] et une bonne isolation thermique des autres parois).

Elle est constituée d'une surface d'évaporation horizontale de (1,60 m x 0,63 m), de deux surfaces de condensation: l'une en verre de (1,60 m x 0,72 m) perméable au rayonnement solaire et l'autre en aluminium de (1,60 m x 0,40 m) et de des parois latérales, opaques au rayonnement solaire et isolées thermiquement. La section droite de cette cavité avec sa partie inférieure est représentée par la Fig.2.2.

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

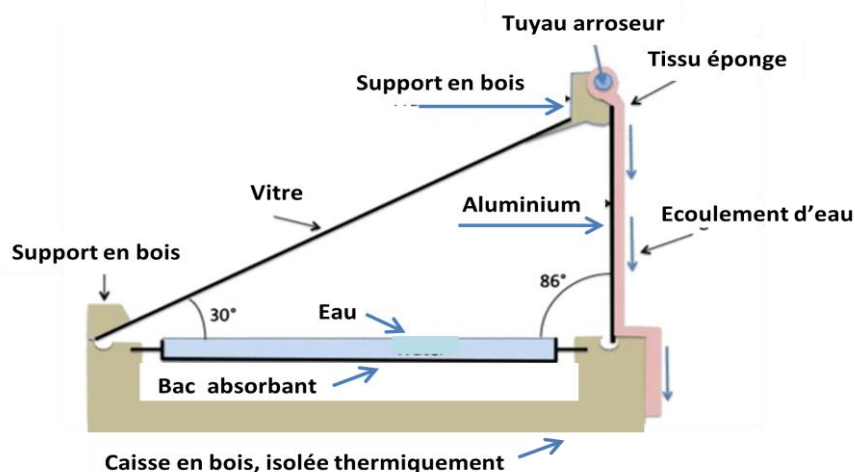


Fig.2.2 : Section droite de la cavité

Le bac absorbant est réalisé avec une plaque de cuivre dont la partie intérieure est peinte en noir mat ; sa capacité en eau saumâtre est de 20 litres.

Les épaisseurs de la vitre, de la paroi en aluminium, de la nappe d'eau saumâtre et du bac absorbant sont, respectivement, de 3 mm, de 0,7 mm, de 2 cm et de 3 mm. Elles ont été choisies de manière à satisfaire les conditions suivantes :

- la vitre et la paroi d'aluminium doivent avoir une faible inertie thermique.
- La paroi en aluminium et le bac doivent avoir une bonne conductivité thermique pour que les températures de leurs faces soient sensiblement uniformes.
- L'épaisseur de la nappe d'eau est un compromis entre « le bon rendement » et la fluctuation de sa température : Plus l'épaisseur est grande moins sa température fluctue au cours de la production et du réajustement du niveau de la saumure [16] et plus l'épaisseur est faible, mieux est le rendement [14].

Les rigoles, de récupération des distillats et celle d'alimentation et de réajustement du niveau d'eau saumâtre dans le bac, sont réalisées avec des tuyaux en PVC. Les premières sont coudées (Fig.2.1 point 7) et la dernière est munie d'un bouchon en caoutchouc (Fig.2.1 point 6) pour minimiser les pertes de vapeur d'eau.

Pour une bonne efficacité du refroidissement de la paroi en aluminium, on l'a incliné légèrement par rapport à la verticale de sorte à ce qu'elle fasse un angle de 86° avec l'horizontale. Ainsi, l'eau s'écoulera sur sa face externe.

Le Tuyau arroseur (Fig.2.1 point 14), enveloppé dans la partie supérieure du tissu éponge (Fig.2.1 point 2) en contact avec la face externe de la paroi en aluminium, est percé, sur sa surface latérale et sur une longueur égale à celle de la paroi en aluminium, d'une multitude d'orifices. Ainsi, l'eau sortant du tuyau arroseur descend, par gravitation, le long de la surface d'aluminium et lui assure un refroidissement sensiblement uniforme.

Enfin, la cavité est constituée de deux parties : La première, dite supérieure, comporte les deux surfaces de condensation et, la seconde, dite inférieure, est constituée d'une caisse en

bois, recevant le bac absorbant. Ces deux parties sont séparées par un gros joint en caoutchouc (Fig.2.1 point 18)

2.2.4- La plateforme pivotante

La plate forme pivotante (Fig.1 point 11) est conçue pour assurer une orientation à la cavité qui lui permet une captation d'un flux solaire global sensiblement constant. Elle est réalisée, au moyen d'une grande plaque en bois, fixée sur deux bras métalliques, munis de roulements à billes, faisant un angle de 90° environ entre eux et articulés autour d'un axe de rotation fixe Fig.2.3.

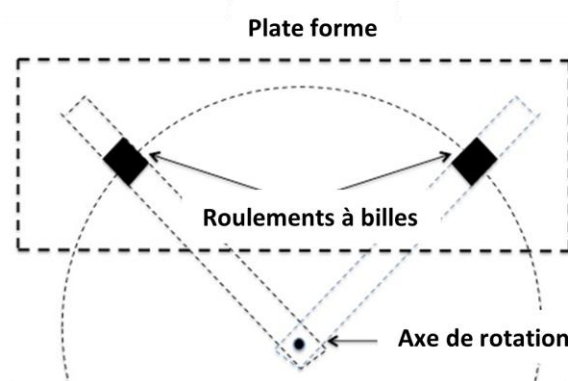


Fig.2.3 : Plate forme pivotante

2.2.5- L'isolation thermique des parois de la cavité

Pour réduire les pertes calorifiques de la cavité, on a réalisé la structure principale en bois et les parois latérales « dites adiabatiques », avec des plaques de contre plaqué, séparées par une couche de liège de 4 cm d'épaisseur (en sandwich Fig.2.4). La paroi inférieure de la cavité est également réalisée avec des plaques de contre plaqué, séparées par une couche de liège de 4 cm. Quant à la jonction entre les parties supérieure et inférieure de la cavité, elle est assurée par un gros joint en caoutchouc souple. Enfin, la cavité est posée, sur deux cales en bois (Fig.2.1 point 10), sur la plateforme pivotante.

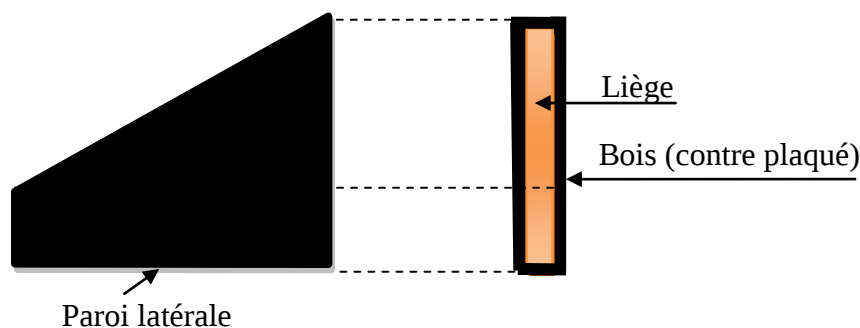


Fig.2.4

2.2.6- L'étanchéité en vapeur d'eau de la cavité

Pour minimiser les pertes de vapeur d'eau dans le dispositif expérimental, les rigoles de récupération des distillats sont réalisées avec des tuyaux en PVC de faible diamètre (5 mm). Quant à celle d'alimentation et de réajustement du niveau de la saumure dans le bac, elle est, également, réalisée avec un tuyau en PVC de 2 cm de diamètre, muni d'un bouchon en caoutchouc

2.2.7- Installation des instruments de mesures

2.2.7.1- Introduction

Les mesures à effectuer dans ce dispositif expérimental sont:

- Le repérage et l'enregistrement des températures des parois non adiabatiques (vitre, eau et paroi en aluminium), du bac absorbant et de l'air atmosphérique.
- La mesure des volumes des distillats et de celui de réajustement de niveau dans le bac absorbant.
- La mesure de la vitesse du vent.
- La mesure et l'enregistrement du flux solaire global reçu par le couvercle transparent.

2.2.7.2- Température

Les températures sont repérées au moyen de thermocouples de type T (Cuivre-constantan) et enregistrées, au cours du temps, par une enregistreuse multivoie. Concernant la vitre, la nappe d'eau, le bac absorbant et la paroi en aluminium, les thermocouples sont disposés de manière à ce que la moyenne arithmétique, des températures repérées, reflète la température moyenne de la paroi considérée.

- **Sur la vitre** : Nous les avons disposés sur la face externe comme indiqué sur la Fig.2.5.a. Pour éliminer l'élévation de la température due à l'absorption du rayonnement solaire par les soudures des thermocouples, nous les avons recouverts avec du papier aluminium réfléchissant Fig.2.5.b.

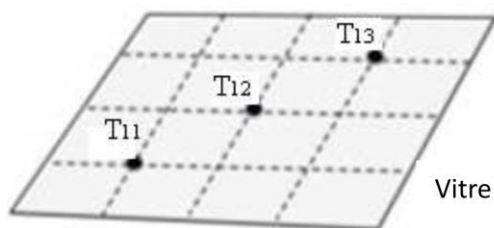


Fig.2.5 a



Fig.2.5 b

- **Sur la nappe d'eau** : Nous les avons disposés comme indiqué sur la Fig.2.6.a et sur des profondeurs différentes Fig.2.6.b. De la même façon que pour la vitre, pour éliminer l'élévation de la température due à l'absorption du rayonnement solaire par les soudures des thermocouples, nous les avons recouverts par du papier aluminium réfléchissant Fig.2.6.c.

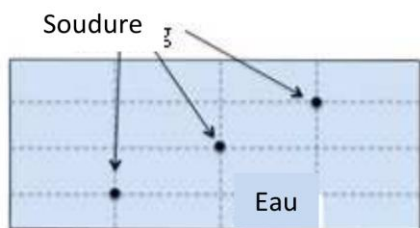


Fig.2.6.a : Vue de dessus



Fig.2.6.b : Vue de profil

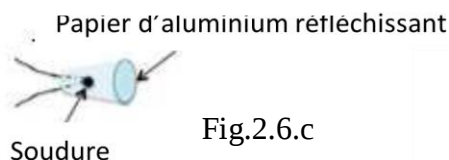
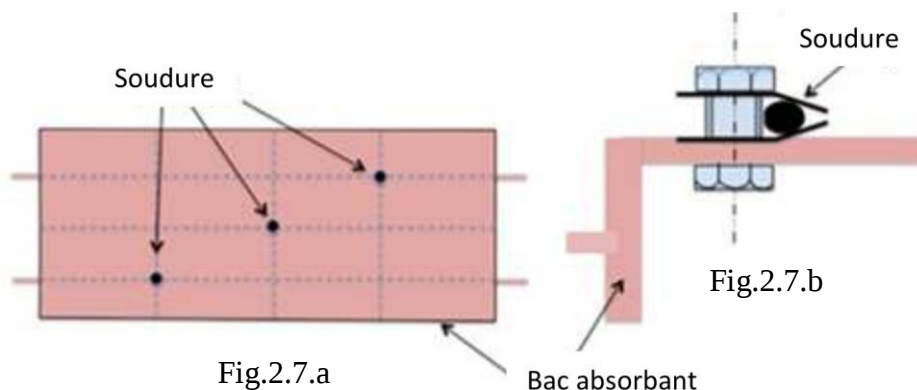


Fig.2.6.c

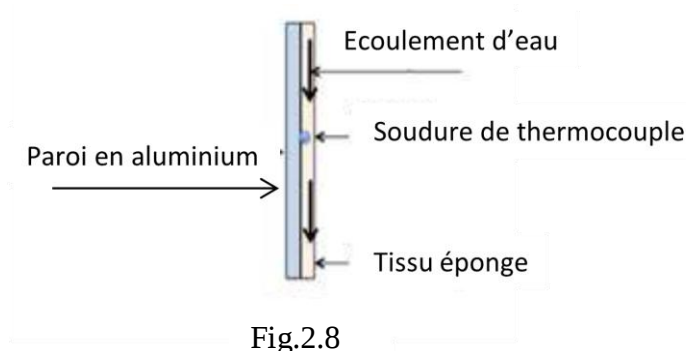
Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

- **Sur le bac absorbant** : Nous les avons disposés et fixés comme indiqué sur les Fig.2.7.a et Fig.2.7.b.



- **Sur la plaque d'aluminium**: En raison du refroidissement de cette paroi par un débit relativement important et sensiblement uniforme, nous avons disposé un seul thermocouple comme indiqué sur la Fig.2.8. La température moyenne de la plaque, au cours du temps, sera alors celle repérée par ce thermocouple.

- **Pour la température de l'eau de refroidissement**: Nous avons disposé le thermocouple à la sortie du tuyau arroseur et à l'intérieur du tissu éponge.



- **Pour la température atmosphérique**: Nous avons disposé le thermocouple à l'intérieur d'une niche pour qu'il soit à l'abri du vent et du rayonnement solaire.

2.2.7.3- Mesure de volume

Les mesures de volumes sont effectuées au moyen d'éprouvettes graduées en cm^3 (Fig.2.1 point 5).

2.2.7.4- Mesure du flux solaire global reçu par la vitre

Le flux solaire global (direct+diffus) reçu par la paroi vitrée est mesuré au moyen d'un pyranomètre, disposé sur un support parallèle au plan de la vitre. Le support, muni d'un orifice pour le passage des fils électriques, est réalisé en bois. Il est fixé sur la paroi latérale droite de la cavité (Fig.2.1 point 12) de sorte à ce qu'il soit dans le même plan que la vitre.

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

Enfin, une plaque en contre plaqué, peinte en noir mat et de la dimension de la vitre, permet d'annuler le flux solaire global reçu par la cavité en la disposant sur la vitre.

2.2.7.5- Mesure de la vitesse du vent

La vitesse du vent est prise du registre d'une station météo, proche du site expérimental (100 m à vol d'oiseau).

2.2.7.6- Système d'enregistrement

Le système d'enregistrement est composé d'une enregistreuse multivoie, d'une table traçante et d'un chronomètre: Les fils des thermocouples installés (Fig.2.1 point 8) sont reliés à l'enregistreuse multivoie. Le pyranomètre (Fig.2.1 point 13), disposé sur son support, est relié à sa table traçante. Enfin, le chronomètre permet de repérer le début et la durée d'une campagne de mesures.

2.3 – MESURES

2.3.1- introduction

La campagne de mesures consistait à enregistrer l'évolution au cours du temps, des températures, repérées par les thermocouples installés, et à relever, de façon périodique, les volumes des distillats. Durant l'expérience, le flux solaire global et la salinité de la saumure sont maintenus sensiblement constants. Le premier (entre 920 W et 960 W) (Fig.2.9), au moyen du pyranomètre et de la plateforme pivotante et, le second, par réinjection de l'eau distillée dans le bac.

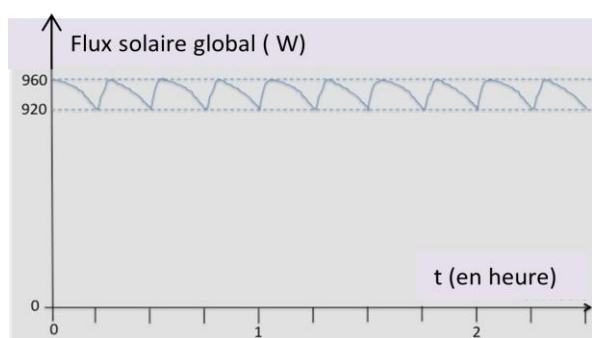


Fig.2.9

Bien qu'on se soit placé dans les conditions de performance optimale, on ne s'intéresse pas à la performance de notre dispositif expérimental.

2.3.2- Expérience

2.3.2.1 - Coordonnées du site expérimental

Les coordonnées du site expérimental sont :

- Altitude : 385 m
- Latitude : 36,8 °
- Longitude Est : 3,04°

2.3.2.2 - Conditions expérimentales

- L'expérience est faite lors d'une journée d'octobre, sans nuages et avec un vent relativement faible. La charge d'eau saumâtre dans le bac absorbant était de 20 litres. L'expérience a débuté à 10h.50mn locale et s'est terminée à 17h.30mn.

2.3.2.3- Expérience

Lorsque le dispositif expérimental est à l'arrêt, la vitre est couverte par le panneau noir opaque au rayonnement solaire et le robinet d'alimentation du système de refroidissement est fermé.

- Le début de l'expérience correspond au moment où nous enlevons le panneau noir sur la vitre, après avoir :

- 1- Ouvert le système de refroidissement de la plaque métallique.
- 2- Mis en marche les enregistreurs de température et du flux solaire.
- 3- Réglé le flux solaire à la valeur maximale 960 W au moyen de la plateforme pivotante.

- Le travail expérimental a consisté :

1- A repérer le début de l'expérience sur les enregistrements des températures et du flux solaire.

2- A noter l'heure de début de l'expérience.

3- A maintenir le flux solaire dans la plage (920 -960) W/m² au moyen de la plateforme pivotante.

4- A relever les volumes d'eau condensée dans les deux éprouvettes toutes les 15 minutes.

5- A réinjecter, toutes les 15 mn, des quantités d'eau distillée dans le bac, équivalentes à celles recueillies dans les éprouvettes durant les 15 mn considérées.

- Pour étudier l'effet de l'inertie thermique du dispositif expérimental, on a occulté la vitre avec le panneau noir après 3h40mn de fonctionnement.

2.3.2.4 - Précisions des mesures

- **De température:** L'erreur principale provient de la fluctuation de la température de la source froide. La fluctuation est estimée inférieure à 1°C.

- **Des quantités d'eau condensée et de celles réinjectées dans le bac:** Les lectures des quantités d'eau condensée sont faites, toutes les 15 mn, à 3 cm³ près.

- **Du flux solaire global reçu par la vitre:** L'erreur principale est celle induite volontairement lors de l'expérience. Elle est de l'ordre de 40 W. En effet, durant l'expérience, on s'est fixé un flux solaire global compris entre 920W et 960 W. Le maintien du flux solaire global dans cette plage s'est fait au moyen au moyen de l'enregistreur potentiométrique X,Y et de la plateforme pivotante. Comme l'indique le schéma de la Fig(2.9), les corrections sont effectuées toutes les 15 mn environ.

2.3.3- Résultats

Les résultats expérimentaux obtenus, traduits sous forme de courbes, sont les suivants :

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

Températures

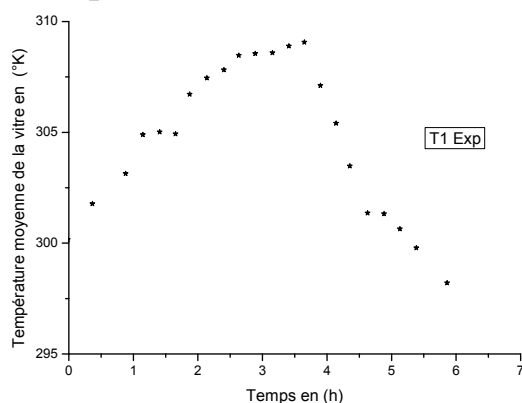


Fig.2.10 : Variations de la température moyenne de la vitre (T_1) en fonction du temps

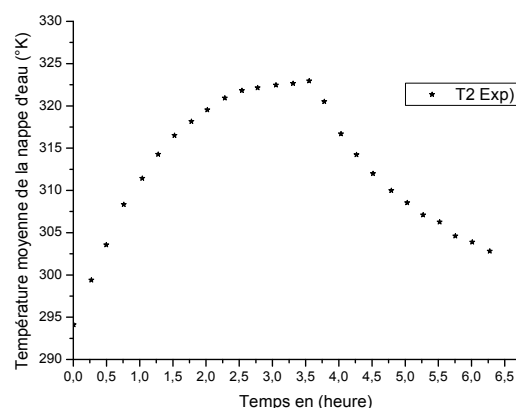


Fig.2.11 : Variations de la température moyenne de l'eau (T_2) en fonction du temps

La variation de la température moyenne de la plaque d'aluminium, en fonction du temps, est insignifiante ; elle est sensiblement égale à celle de l'eau de son refroidissement qui n'a, pratiquement, pas changée durant l'expérience. Il en est de même de la température ambiante (1°C). Sa valeur moyenne est $T_6 \approx 26,5^\circ\text{C}$. La variation de la vitesse du vent durant l'expérience est très faible. On a relevé sa valeur moyenne qui est de l'ordre de $0,3 \text{ (m/s)}$.

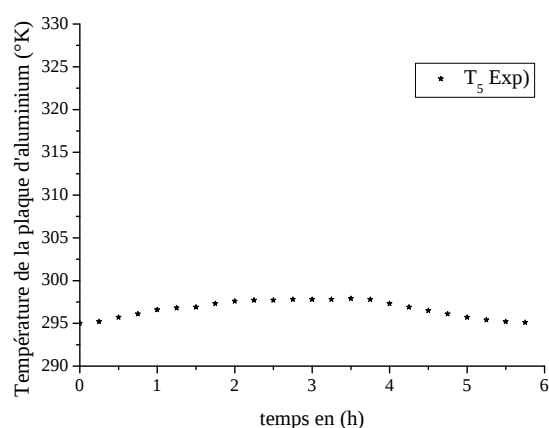


Fig.2.12 : Variations de la température moyenne de la plaque d'aluminium en fonction du temps

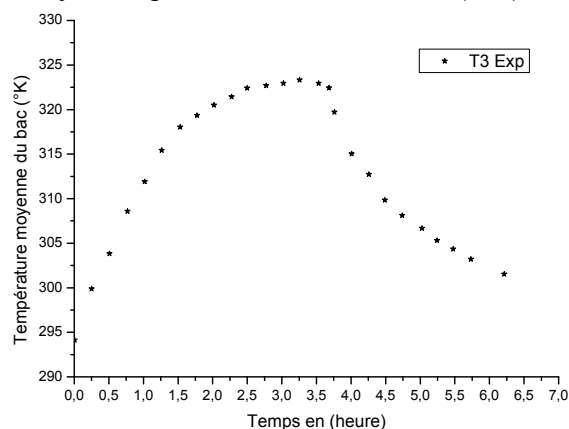


Fig.2.13 : Variations de la température moyenne du bac (T_3) en fonction du temps

Production en eau distillée

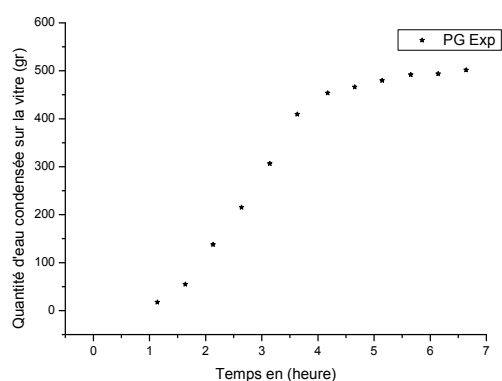


Fig.2.14 : Variations de la quantité d'eau distillée par la vitre (P_G) en fonction du temps

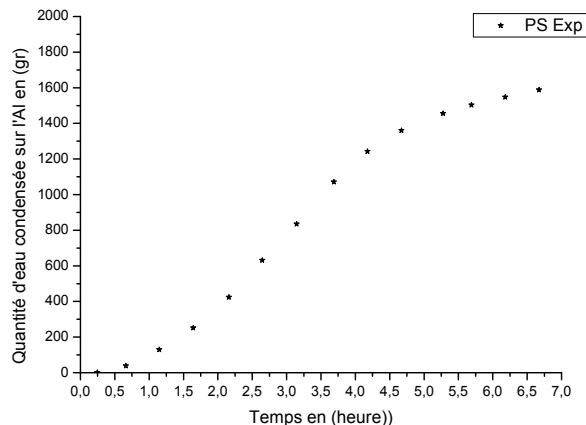


Fig.2.15 : Variations de la quantité d'eau distillée par la paroi en aluminium (P_S) en fonction du temps

Flux solaire

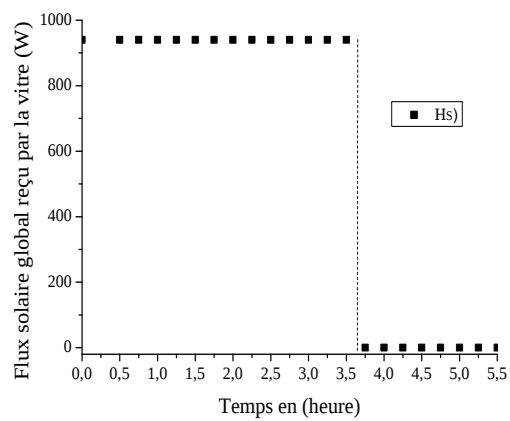


Fig.2.16 : Variations du flux solaire, global et moyen, reçu par la vitre (H_s) en fonction du temps

CHAPITRE 3

INTERPRETATION ET EXPLOITATION DES RESULTATS EXPERIMENTAUX

3.1 – INTRODUCTION

Comme indiqué initialement, cette étude a été menée en deux phases : Dans la première, nous avons interprété les résultats expérimentaux obtenus ; dans la seconde, nous les avons exploités pour aboutir à une proposition de relations permettant de déterminer les nombres moyens de Sherwood et de Nusselt des parois non adiabatiques dans une cavité fermée.

Cette étude et l'étude expérimentale (Chap.2) ont fait l'objet d'une publication dans le journal international *Advanced Materials Research Vols. 550-553 (2012) pp 2996-3003*, sous le thème : Heat and mass transfer at low temperatures, in a trapezoidal closed cavity.

3.2- INTERPRETATION

Pour interpréter les résultats obtenus, nous les avons regroupés sur trois planches : Sur la première (Fig.3.1), nous avons rassemblé les graphes donnant les quantités d'eau condensée et le flux solaire global, reçu par la vitre, en fonction du temps. Sur la seconde (Fig.3.2), nous avons rassemblé les variations des températures moyennes des parois non adiabatiques (Vitre, plaque d'aluminium et nappe d'eau) et celle du flux solaire global reçu par la vitre, en fonction du temps. Enfin, sur la troisième (Fig.3.3), nous avons rassemblé les variations du flux solaire global, reçu par la vitre, et celles des températures moyennes de la nappe d'eau, de la vitre et du bac absorbant, en fonction du temps.

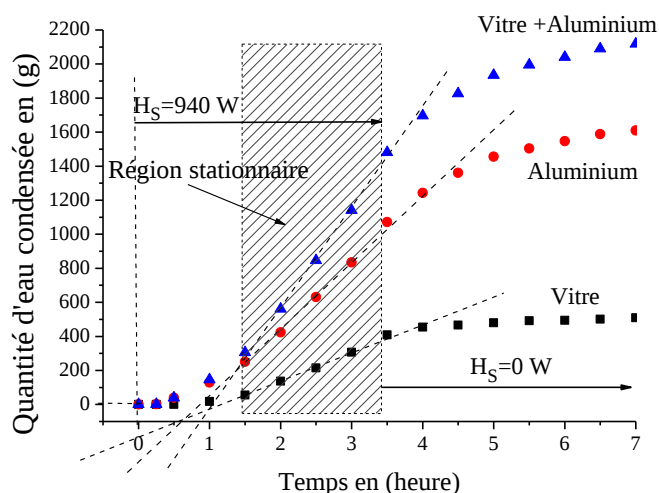


Fig.3.1 : Variations des quantités d'eau distillée et du flux solaire moyen, reçu par la vitre, en fonction du temps

Sur la Fig.3.1, on remarque:

1°- Que le début de la condensation sur la vitre est déphasé de près de trois quart d'heure par rapport à celui de la paroi en aluminium. Ceci est dû à la température de la vitre qui est supérieure à celle de l'air humide intérieur.

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

2°- Qu'après 1h.30 mn de fonctionnement, les débits de condensation sur la vitre et la plaque d'aluminium deviennent sensiblement constants jusqu'à l'instant $t = 3,4$ h.

En effet, dans cette plage temporelle, les courbes sont linéaires. On notera, cependant, que bien que l'aire de la vitre soit supérieure à celle de la plaque d'aluminium, le débit de cette dernière est plus important que celui de la vitre. Ceci est dû, au gradient de concentration massique plus important au niveau de la plaque d'aluminium qu'au niveau de la vitre en raison de leurs températures (Celle de la plaque d'aluminium étant plus basse).

3°- Qu'au-delà de $t = 3,4$ h. correspondant à l'instant de l'occultation de la vitre par le panneau noir ($H_S = 0$ W), les débits de condensation diminuent. Celui de la vitre s'annule avant celui de la plaque d'aluminium. La raison est la même que ci-dessus.

En effet, après occultation de la vitre, les températures de la vitre, de la nappe d'eau (Fig.3.3) et du mélange air vapeur d'eau diminuent. Il s'en suit, également, une diminution des gradients de concentration d'où la baisse du transfert de masse. Comme la température moyenne de la vitre est supérieure à celle de la plaque d'aluminium, son débit est plus affecté que celui de la plaque d'aluminium.

4°- Trois phases dans cette expérience : La première est celle comprise entre l'instant $t = 0$ s et $t = 1,5$ h. Elle correspond à la phase de la mise en place du régime à débits de condensation constants. La deuxième, comprise entre l'instant $t = 1,5$ h et $t = 3,4$ h, correspond au régime à débits constants. Enfin, la troisième, comprise entre $t = 3,4$ h et l'instant de l'arrêt de la condensation, est une autre phase de transition avant l'arrêt de la condensation ; elle correspond au fonctionnement de l'unité avec l'inertie thermique accumulée.

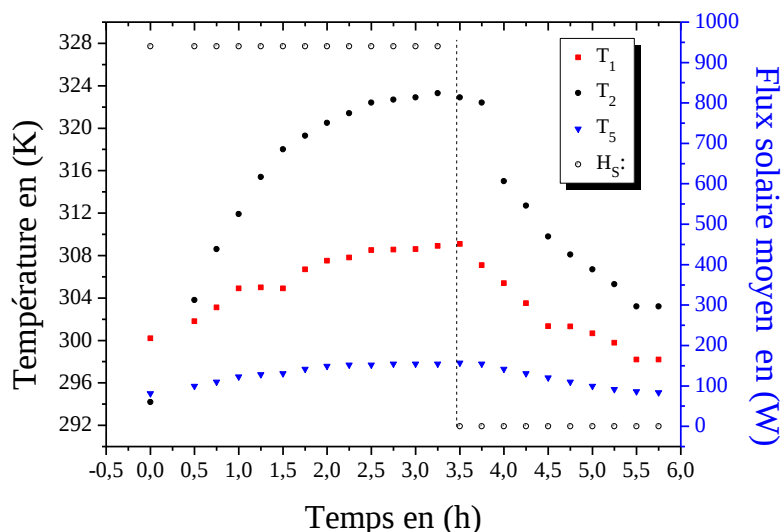


Fig.3.2

Sur la Fig.3.2, on remarque que les températures moyennes de la nappe d'eau et de la vitre croissent lorsque la vitre est exposée au soleil ($H_S = 940$ W) ; c'est-à-dire de $t = 0$ h à $t = 3,4$ h. En revanche, elles décroissent quand la vitre est occultée ($H_S = 0$ W). Au voisinage de $t = 3,4$ h, on peut remarquer l'inertie thermique de la nappe d'eau (Sa température ne décroît pas au même instant que celle de la vitre). Quand à la température de la plaque d'aluminium, elle est légèrement sensible au flux solaire global reçu par la vitre ; elle demeure sensiblement constante et égale à celle de l'eau de refroidissement.

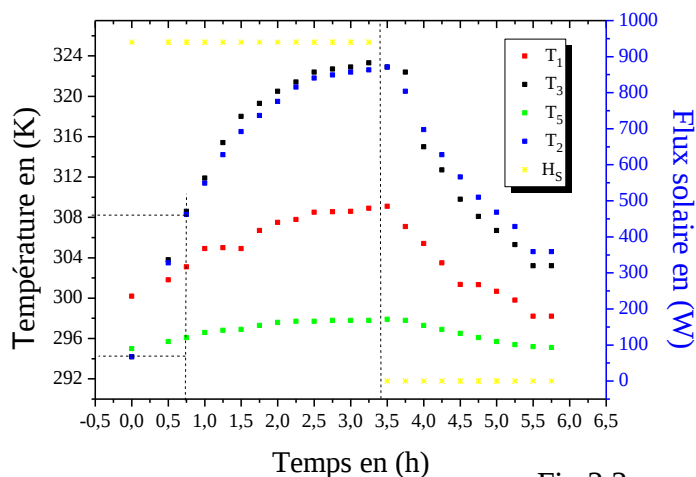


Fig.3.3

Sur la Fig.3.3, comme précédemment, les températures croissent quand la vitre est exposée au soleil et décroissent quand elle ne l'est pas. Cependant, on peut remarquer que l'inertie thermique du dispositif est essentiellement renfermée dans le bac et dans la nappe d'eau. En effet, après occultation de la vitre ($H_s=0$ W), les températures moyennes du bac absorbant et de la nappe d'eau ne décroissent pas au même moment que celle de la vitre. Ceci traduit une inertie thermique relativement importante de ces deux éléments. On notera, cependant, que la température du bac décroît plus vite que celle de la nappe d'eau. Ceci traduit une perte de chaleur du bac par sa face externe plus importante que celle transmise par la nappe d'eau à l'air humide intérieur. La raison principale est que l'aire de la surface extérieure du bac est plus grande que celle de la nappe d'eau.

3.3 - EXPLOITATION DES RESULTATS

3.3.1- Evaluation de la température moyenne de l'air à l'intérieur de la cavité

Sur la Fig.3.4, nous avons rassemblés les variations de la température moyenne de la vitre et celles des quantités d'eau qu'elle a distillées, en fonction du temps.

La production d'eau distillée par la vitre commence à $t=0.75$ h environ (point A sur la Fig.3.4). A cet instant, la température moyenne de l'air humide saturé, en contact avec la vitre, est égale à celle de la vitre (*); soit : $T_{1A} \approx 303$ (K). Il est évident que la température moyenne de l'air intérieur dépende de celles des parois non adiabatiques et de leurs aires. A l'instant $t=0,75$ h, correspondant au point A sur la Fig.3.4, les températures moyennes de la nappe d'eau et de la plaque d'aluminium valent, respectivement, $T_{2A} \approx 308,2$ (K) et $T_{5A} \approx 294.2$ (K), (Fig. 3.3). Comme la cavité est réalisée de sorte que l'écoulement soit bidimensionnel, nous avons travaillé sur une section droite et remplacé l'action des aires des parois non adiabatiques par leurs largeurs dans la section droite (Fig.2.2).

Ainsi, la température moyenne, T_4 , de l'air humide intérieur peut s'évaluer comme suit :

$$T_4 = \frac{0.72 T_{1A} + 0.63 T_{2A} + 0.40 T_{5A}}{0.72 + 0.40 + 0.63} \approx 302,9 \text{ (K)}. \quad (3.1)$$

Cette température est sensiblement égale à celle déterminée expérimentalement au voisinage de la vitre ; c'est-à-dire : $T_{1A} \approx 303$ (K).

(*) Dans la plage des températures de fonctionnement du dispositif expérimental, la température de rosée de l'air humide saturé est égale à la température de la paroi de condensation.

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

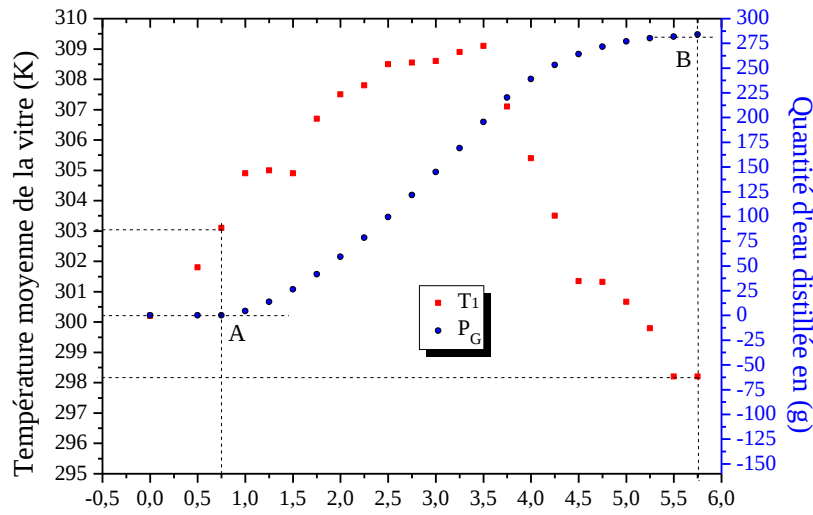


Fig.3.4 :

Au point B (Fig.3.4), correspondant à l'instant $t=5,5$ h environ, le débit de condensation de la vitre est presque nul. Il s'en suit que la température moyenne de l'air humide intérieur, en contact avec la vitre, est presque égale à celle de la vitre ; soit $T_{1B} \approx 298,2$ (K). Comme précédemment, nous l'avons évalué par la même relation : A $t=5,5$ h, les températures moyennes de la nappe d'eau et de la plaque d'aluminium valent, respectivement, $T_{2B} \approx 302,9$ (K) et $T_{5B} \approx 294,2$ (K) (Fig.2.3), d'où la valeur, T_{4B} , de la température moyenne de l'air humide en contact avec la vitre :

$$T_{4B} = \frac{0.72 T_{1B} + 0.63 T_{2B} + 0.40 T_{5B}}{0.72 + 0.40 + 0.63} \approx 298,9 \text{ (K)} \quad (3.2)$$

T_{4B} est sensiblement égale au résultat expérimental $T_{1B} \approx 298,2$ (K). Donc la température de l'air humide intérieur, en contact avec la vitre, peut, en première approximation, s'évaluer à toute instant par la relation suivante :

$$T_{41} = \frac{l_1 T_1 + l_2 T_2 + l_5 T_5}{l_1 + l_2 + l_5} \quad (3.3)$$

Pour les températures moyennes de l'air humide saturé, en contact avec la nappe d'eau et la plaque en aluminium, nous ne pouvons pas les évaluer avec la même méthode expérimentale.

Comme l'expression de la température T_{41} est le barycentre des températures moyennes des parois non adiabatiques, tout laisse à croire que cette température est aussi la température moyenne de l'air en contact avec les autres parois de la cavité. Pour s'en convaincre, nous avons tracé, sur la Fig.3.5, ses variations en fonction du temps avec celles du flux solaire global et celles des températures moyennes des parois non adiabatiques.

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

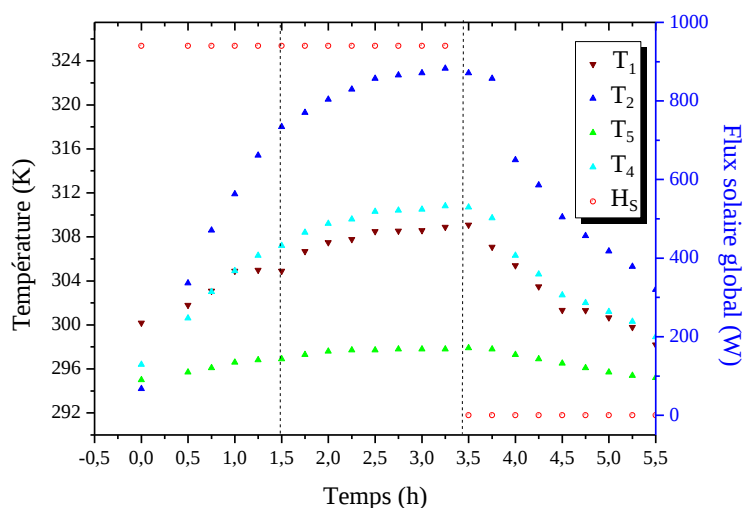


Fig.3.5

Son allure est conforme aux résultats expérimentaux.

En effet, entre $t=0$ h et $t=0,75$ h, cette température est inférieure à celle de la vitre. Ce qui correspond à une production nulle. Cependant, elle est supérieure à celle de la plaque d'aluminium ; ce qui correspond à une production non nulle de la plaque d'aluminium.

Entre les instants $t=1,5$ h et $t=3,4$ h environ, les différences de températures (T_1-T_4), (T_2-T_4) et (T_4-T_5) sont sensiblement constantes. Il en est de même des différences de concentration (où de masse volumique). Ceci traduit des débits de condensation et d'évaporation relativement constants.

Enfin, entre les instants $t=3,5$ h et $t=5,5$ h on observe la même chose que précédemment pour la vitre. Quant à la nappe d'eau et la plaque d'aluminium, (T_2-T_4) accuse une légère diminution au cours du temps et (T_4-T_5) une diminution relativement plus importante.

Conclusion

On peut donc, en première approximation et en dehors des phases de transitions (Démarrage et arrêt), supposer que l'air humide intérieur constitue un noyau de température sensiblement uniforme et égale, à tout instant, au barycentre des températures des parois non adiabatiques de la cavité.

Ainsi, ce noyau échangerait de la chaleur et de la matière (Evaporation et condensation de l'eau) avec les parois non adiabatiques. Nous retiendrons cette hypothèse pour la suite de notre travail.

3.3.2- Evaluation des coefficients moyens des transferts simultanés, de chaleur et de masse, entre les parois non adiabatiques et le noyau central d'air humide.

Nous avons, tout d'abord, évalué les coefficients des transferts massiques (Evaporation et condensation de l'eau). Ensuite, nous avons déduit, par l'analogie transfert de chaleur-transfert de masse, ceux des transferts de chaleur. L'écoulement de l'air humide à l'intérieur de la cavité est, évidemment, supposé laminaire, comme stipulé dans le chapitre1, § 1.4.

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

- Coefficients des transferts de masse

Dans la plage temporelle correspondant à la région stationnaire (Fig.3.1), chaque coefficient h^*_{4j} est évalué à partir du débit massique, $\dot{m}_j$, de la surface n°j considérée et de la température moyenne, T_4 , de l'air humide saturé à l'intérieur de la cavité. Le troisième graphe, donnant la production de l'eau distillée par la vitre et la plaque d'aluminium, nous a servi pour déterminer le débit massique d'évaporation de la nappe d'eau. Nous avons, évidemment, négligé les pertes de vapeur d'eau dans la cavité et l'excédant de vapeur d'eau dans l'air, dû à l'élévation de sa température.

- La température T_4 est évaluée comme indiqué précédemment ; soit:

$$T_4 = \frac{l_1 T_1 + l_2 T_2 + l_5 T_5}{l_1 + l_2 + l_5} \quad (3.4)$$

Le coefficient d'échange de matière (Evaporation et condensation) entre la paroi, j, et le noyau central, 4, (h^*_{4j}), est évalué de la façon suivante :

$$h^*_{4j} = \frac{\dot{m}_j}{A_j(\rho_j - \rho_4)} \quad (3.5)$$

Où :

- Le débit massique, $\dot{m}_j$, est évalué dans la plage correspondant à la région stationnaire de la Fig.3.1. Les valeurs trouvées sont:

$$\dot{m}_1 = 4,44 \cdot 10^{-5} \left(\frac{Kg}{s}\right), \quad \dot{m}_2 = 15,55 \cdot 10^{-5} \left(\frac{Kg}{s}\right) \quad \text{et} \quad \dot{m}_5 = 11,11 \cdot 10^{-5} \left(\frac{Kg}{s}\right).$$

- La masse volumique de l'air humide saturé, à la température T , est évaluée par l'expression suivante :

$$\rho(T) = 1.289 - 0.0048 * (T - 273), \quad \rho \text{ est en } (Kg/m^3) \text{ et } T \text{ en } (K) \quad [A-3]$$

- Les dimensions et les aires des parois concernées sont:

- Vitre : $L = 1,60 \text{ (m)}$, $l_1 = 0,72 \text{ m}$, $A_1 = 1.12 \text{ m}^2$ (Surface utile) .
- Nappe d'eau : $L = 1,60 \text{ (m)}$, $l_2 = 0,63 \text{ m}$, $A_2 = 1.008 \text{ m}^2$.
- Plaque d'aluminium : $L = 1,60 \text{ (m)}$, $l_1 = 0,40 \text{ m}$, $A_1 = 0.64 \text{ m}^2$.

Les résultats obtenus sont représentés sur la figure 3.6.

Les variations de ces coefficients en fonction du temps sont faibles (Ecart max < 17%). On peut donc, en première approximation, les supposés constants et égaux à leur valeur moyenne.

- Coefficients des transferts de chaleur

Ces coefficients sont déduits des valeurs moyennes des nombres de Nusselt. En effet, avec l'hypothèse de l'écoulement laminaire de l'air humide saturé dans la cavité (Comme stipulé

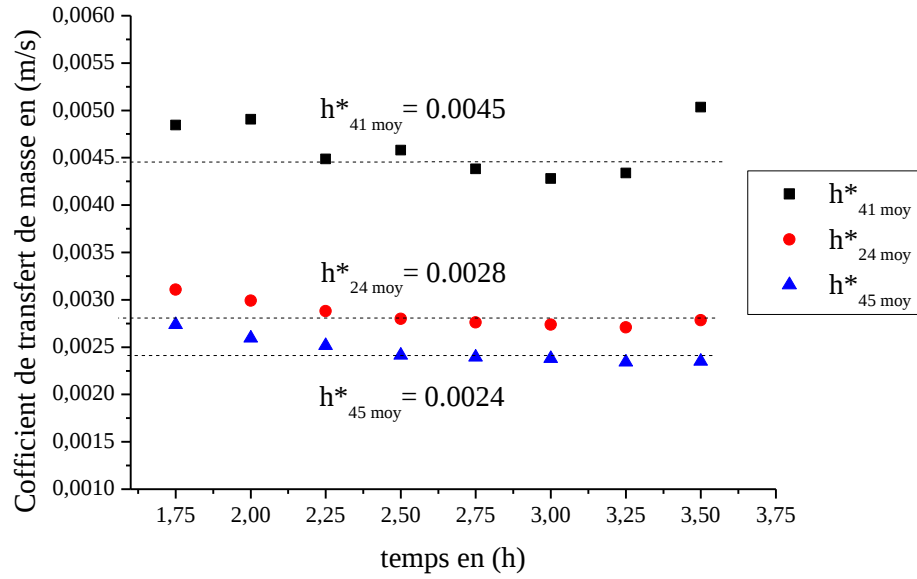


Fig.3.6: Coefficients des transferts massiques en fonction du temps.

dans le chapitre 1, paragraphe 1.4), d'une part, et de l'analogie transfert de chaleur-transfert de masse, d'autre part, nous avons évalué, à partir des coefficients d'échange massique, les nombres moyens de Sherwood, $\overline{SH}_{L_j}$, de chacune des parois non adiabatiques. Ensuite, nous avons déduit les nombres moyens de Nusselt, $\overline{NU}_{L_j}$, et les coefficients moyens d'échange de chaleur, h_{4j} , de ces parois.

- Nombres moyens de Sherwood

Le nombre moyen de Sherwood pour la surface n° j s'évalue comme suit :

$$\overline{SH}_{L_j} = \frac{h^*_{4j} \cdot L_j}{D \left(\frac{T_j + T_4}{2} \right)} \quad (3.6)$$

Où L_j est la longueur de référence de la surface j et $D \left(\frac{T_j + T_4}{2} \right)$ le coefficient de diffusion massique à la température médiane $\left(\frac{T_j + T_4}{2} \right)$.

Les longueurs de référence des parois de condensation sont prises égales à leurs largeurs. Quant à celle d'évaporation, elle est prise égale au quart de son périmètre; soit :

$$L_1 = 0.72 \text{ m} \quad , \quad L_2 = \frac{l_2 + L}{2} = 1.12 \text{ m} \quad \text{et} \quad L_5 = 0.40 \text{ m}.$$

Le coefficient de diffusion de l'eau dans l'air à la température T est donné par l'expression suivante:

$$D(T) = \left(\frac{2,226 \cdot 10^{-5}}{P} \right) \cdot \left[\frac{T}{273} \right]^{1,81} \quad [\text{A-3}]$$

Où D est (m^2/s) , T en (K) et P en (atm)

Dans notre cas, nous l'avons évalué à la température médiane ; c'est-à-dire à $T = \frac{T_4 + T_j}{2}$.

Les résultats obtenus sont représentés sur la Fig.3.7.

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

Comme précédemment, les variations de ces nombres en fonction du temps sont faibles (Ecart max < 17%). On peut également, en première approximation, les supposer constants et égaux à leur valeur moyenne ; soit :

$$\overline{SH_{l_1}} = 125, \quad \overline{SH_{l_2}} = 108 \quad \text{et} \quad \overline{SH_{l_5}} = 37.$$

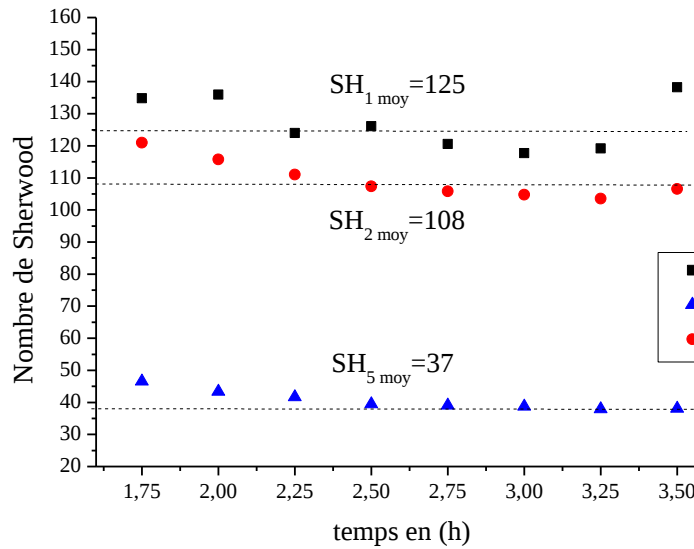


Fig.3.7 : Variations des nombres moyens de Sherwood en fonction du temps

- Nombres moyens de Nusselt

Les nombres moyens de Nusselt, $\overline{NU_L}$, se déduisent de ceux de Sherwood, $\overline{SH_L}$, par la relation suivante :

$$\overline{NU_L} = \sqrt{\frac{Pr}{Sc}} \overline{SH_L} \quad (3.7)$$

Les nombres de Prandtl, Pr , et de Schmidt, Sc , sont évalués à la température médiane ; c'est-à-dire à $\frac{T_4 + T_j}{2}$.

Quant aux coefficients d'échange thermique, on les a évalués comme suit :

$$h_{4j} = \frac{\overline{NU_{Lj}} \cdot \lambda}{l_j} \quad (3.8)$$

Les résultats obtenus sont représentés sur les Fig.3.8 et 3.9.

Comme on peut le constater, les variations, en fonction du temps, des nombres de Nusselt et des coefficients d'échange thermique sont également faibles (Variation maxi < 17%). On peut donc, en première approximation, les remplacer par leurs valeurs moyennes, soit :

$$\overline{NU_{41}} = 244, \quad \overline{NU_{24}} = 218 \quad \text{et} \quad \overline{NU_{45}} = 70.$$

$$\text{Et} \quad h_{41} = 9 \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \right), \quad h_{42} = 5,4 \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \right) \quad \text{et} \quad h_{45} = 4,5 \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \right).$$

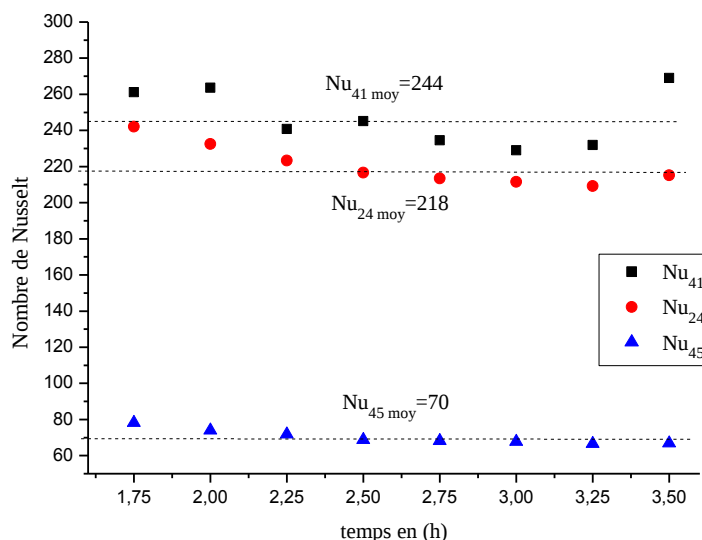


Fig.3.8 : Variations des nombres de Nu en fonction du temps.

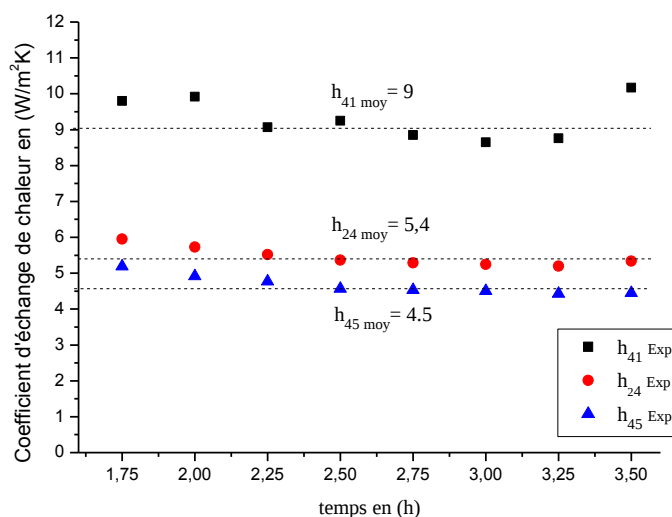


Fig.3.9 : Variations des coefficients d'échange de chaleur en fonction du temps

3.3.3- Evaluation, par les relations bibliographiques, des nombres moyens de Sherwood et de Nusselt des parois non adiabatiques

3.3.3.1-Introduction

D'après notre hypothèse, les parois non adiabatiques échangent de la chaleur et de la matière avec le noyau central, de température uniforme. Tout se passe, donc, comme si nous étions en présence de plaques planes isothermes qui échangent de la chaleur et de la matière avec un milieu, de température T_4 et de pression égale à la pression atmosphérique (La cavité communique avec le milieu extérieur par les tuyaux de récupération des distillats). Aussi, avons-nous évalué les nombres moyens de Sherwood et de Nusselt, par les relations de la plaque plane isotherme, recommandées par W.R Wilcox [17] et Mac Adams [18].

3.3.3.2-Evaluation de $\overline{SH_L}$ et de $\overline{NU_L}$

Dans la gamme des températures de fonctionnement de notre dispositif expérimental et pour notre cas où le nombre de Prandtl est supérieur au nombre de Schmidt ($Pr > Sc$), les expressions recommandées par W.R Wilcox [17] et Mac Adams [18] sont :

- **Pour une paroi verticale ou inclinée**

$$\overline{SH_{L_j}} = 0.667 \cdot \frac{S_c^{1/4} (G_r^* + \sqrt{\frac{S_c}{Pr}} G_r^T)^{1/4}}{(1 + \frac{0.952}{S_c})^{1/4}} \quad \text{et} \quad \overline{NU_{L_j}} = \sqrt{\frac{Pr}{S_c}} \overline{SH_L} \quad [14]$$

Où la longueur caractéristique L_j est sa dimension verticale ; c'est-à-dire sa largeur.

- **Pour une paroi horizontale (face de dessus)**

$$\overline{NU_{L_j}} = 0,14 \cdot (G_r^T \cdot Pr)^{1/3} \quad [15]$$

L'analogie transfert de chaleur-Transfert de masse permet d'écrire :

$$\overline{SH_{L_j}} = 0,14 \cdot (G_r^* \cdot S_c)^{1/3} \quad (3.9)$$

Où la longueur caractéristique L_j est son demi-périmètre.

Les expressions des nombres adimensionnels intervenant dans les relations, recommandées par W.R Wilcox [17] et Mac Adams [18], sont données ci- après :

$$G_r^T = g \sin(\theta) \beta \frac{\Delta T}{\nu^2} L^3 \quad (310)$$

$$\beta = \frac{1}{\frac{T_j + T_i}{2}} \quad (3.11)$$

$$\Delta T = |T_j - T_4| \quad (3.12)$$

$$\nu = \frac{\mu(\frac{T_j + T_4}{2})}{\rho(\frac{T_j + T_4}{2})} \quad (3.13)$$

$$G_r^* = g \sin(\theta) \beta^* \frac{\Delta \phi}{\nu^2} L^3 \quad (3.14)$$

$$\beta^* = 0,61 \left(1 - 0,378 \frac{P_v(\frac{T_j + T_{i4}}{2})}{P_0} \right) \quad (3.15)$$

$$\phi = \frac{0,622}{\frac{P_0}{P_v} - 0,378} [] \quad \text{où : } \log(P_v(T)) = 28,59051 - 8,2 \cdot \log(T) + 2,4804 \cdot 10^{-3} \cdot T - \frac{3142,32}{T}$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad \text{où : } \alpha = \frac{k}{\rho C_p} \quad (3.16)$$

$$Sc = \frac{\nu}{D} \quad (3.17)$$

Où P_0 , P_v et T sont exprimées, respectivement, en atmosphère (atm) et en (K). θ est l'angle d'inclinaison, par rapport à l'horizontale, de la paroi.

Les résultats obtenus sont représentés sur les figures 3.10 à 3.13.

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

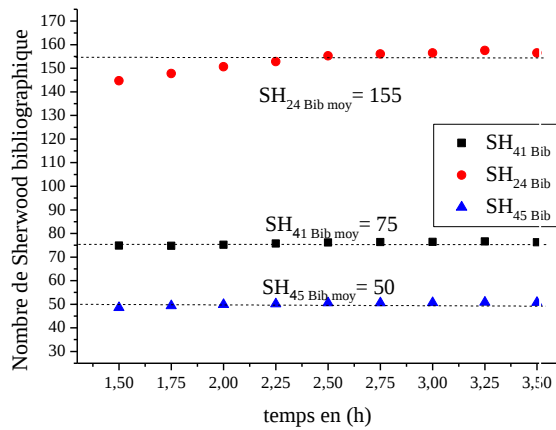


Fig.3.10

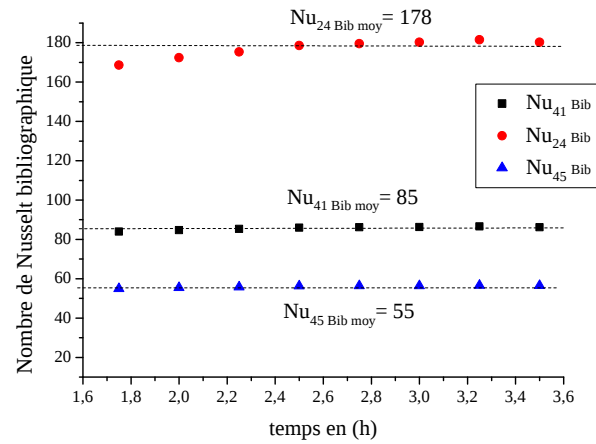


Fig.3.11

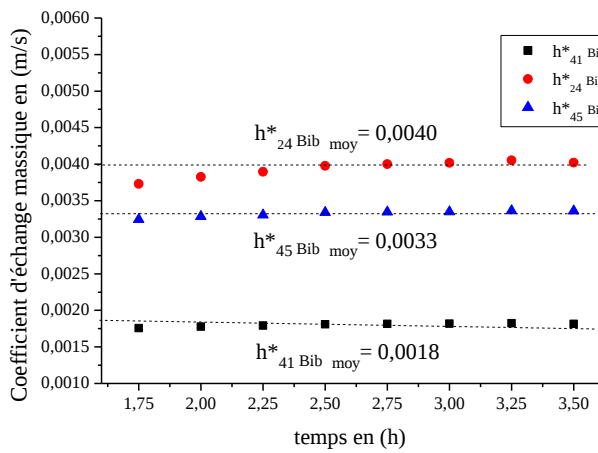


Fig.3.12

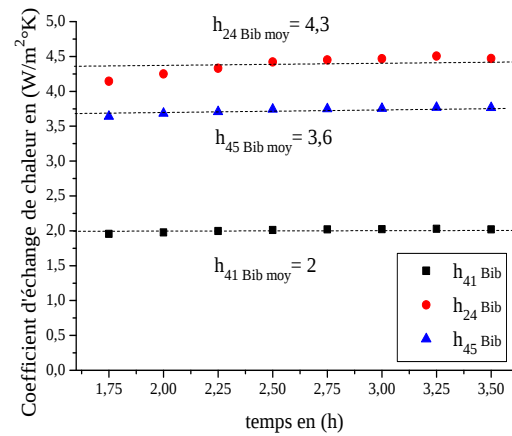


Fig.3.13

3.3.4 - Comparaison des $\overline{NU_L}$ et des $\overline{SH_L}$, obtenus par les deux méthodes, et corrélation des résultats bibliographiques de la plaque plane isotherme.

Comme on pouvait le prévoir, pour chaque paroi, les valeurs des nombres moyens de $\overline{SH_L}$, expérimentale et bibliographique, sont différentes. En effet, les valeurs expérimentales sont celles d'un système de parois planes et isothermes confinées (Cavité fermée) alors que les autres (Bibliographiques) sont celles d'un système ouvert de plaques planes isothermes.

L'intérêt de cette étude est de comparer des valeurs expérimentales avec celles obtenues par voie bibliographique d'une même plage temporelle, correspondant à la région stationnaire de notre dispositif expérimental. Comme les variations de chacune de ces grandeurs, dans la plage temporelle considérée, restent inférieures à 20%, en première approximation, nous avons rattaché des expressions mathématiques à ces grandeurs expérimentales, comme suit :

$$\overline{Sh}_{exp} \approx \tau \cdot \overline{Sh}_{Bib} \quad (3.18)$$

Aussi, avons-nous proposé, pour un système confiné de parois à basses températures, les expressions corrélées de la plaque plane isotherme, ci-après :

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

Paroi inclinée (face de dessous) :

$$\overline{SH}_{L_j c} = 1.867 \cdot \frac{S_c^{1/4} (G_r^* + \sqrt{\frac{S_c}{P_r}} G_r^T)^{1/4}}{(1 + \frac{0.952}{S_c})^{1/4}} \quad (3.19)$$

Où L_j est la dimension verticale inclinée de la paroi.

Paroi verticale :

$$\overline{SH}_{L_j c} = 0,0467 \cdot \frac{S_c^{1/4} (G_r^* + \sqrt{\frac{S_c}{P_r}} G_r^T)^{1/4}}{(1 + \frac{0.952}{S_c})^{1/4}} \quad (3.20)$$

Où L_j est la dimension verticale de la paroi.

Paroi horizontale (face de dessus):

$$\overline{SH}_{L_j c} = 0,098 \cdot (G_r^* \cdot S_c)^{1/3} \quad (3.21)$$

Où L_j est le quart du périmètre de la paroi.

Les relations corrélées des nombres moyen de Nusselt, , se déduisent de celles des nombres moyens de Sherwood, , par la relation suivante :

$$\overline{NU}_{L_j c} = \sqrt{\frac{P_r}{S_c}} \overline{SH}_{L_j c} \quad (3.22)$$

Conclusion

Cette étude a le privilège, d'une part, de mettre en évidence une phase de fonctionnement à débit sensiblement constant, dans laquelle se dégagerait un noyau central, de température sensiblement uniforme, qui échangerait de la chaleur et de la matière avec les parois non adiabatiques. D'autre part, de proposer, dans le cadre de l'hypothèse du noyau central, des relations corrélées de la plaque plane isotherme à des parois planes d'un système confiné.

Pour confirmer l'hypothèse du noyau central de température sensiblement uniforme, une étude théorique, objet du chapitre 4 de cette thèse, a été entreprise.

CHAPITRE 4

ETUDE THEORIQUE

4.1 – INTRODUCTION

Cette étude théorique consiste en la modélisation des transferts simultanés de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale, fermée et comportant trois parois non adiabatiques, isothermes et de températures différentes.

Pour l'effectuer, nous nous sommes appuyés, d'une part, sur les résultats de notre étude expérimentale et, d'autre part, sur ceux d'une étude préliminaire sur la structure de l'écoulement, en régime laminaire et stationnaire, dans une cavité analogue à celle de l'expérience.

L'écriture des équations traduisant les différents transferts dans le modèle proposé, assorties des conditions initiales identiques à celles de l'expérience, a permis l'établissement du modèle simulant le fonctionnement du dispositif expérimental. La validation des résultats numériques obtenus a été faite à l'aide des résultats expérimentaux. Enfin, cette étude et une partie du chapitre 5 ont été publiées dans *sciences direct* et dans le journal international *de Elsevier, Desalination 344 (2014) 371-382* sous le thème : ***Modeling of simultaneous transfers of heat and mass in a trapezoidal solar distiller***.

4.2- Réflexion sur les résultats expérimentaux

Les études bibliographique et expérimentale précédentes ont montré, d'une part, l'existence d'une région stationnaire (Débits constants - Fig.4.1) et, d'autre part, que les écoulements de l'air humide, à basses températures, dans les cavités trapézoïdales (distillateurs) étaient laminaires (Ch.1- §1.4).

Pour définir un modèle de simulation de notre dispositif expérimental (Fig.2.2), la connaissance des modes des transferts simultanés de chaleur et de masse dans ce distillateur est nécessaire. La structure de l'écoulement de l'air humide saturé dans le distillateur, pourrait nous donner une idée sur ces modes de transfert.

Aussi avons-nous décidé, avant de formuler notre modèle, d'étudier cet écoulement.

4.3 - Etude de l'écoulement

4.3.1 - Introduction

L'écoulement de l'air humide saturé est étudié dans la cavité de la Fig.4.3 (Modèle théorique), de même géométrie et de mêmes dimensions que celles du dispositif expérimental, dont la section droite est représentée par la figure 4.2 (Modèle expérimental). L'étude est étendue, ensuite, au modèle de la Fig.4.4. Les températures des parois, non adiabatiques, sont prises constantes et égales à celles de leurs homologues de la (Fig.4.2) à un instant t_1 , pris dans la région stationnaire (Fig.4.1).

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

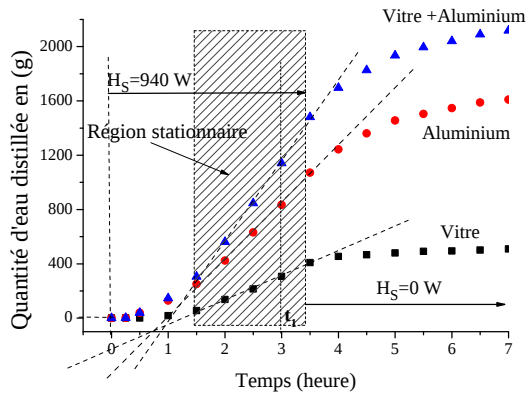


Fig.4.1

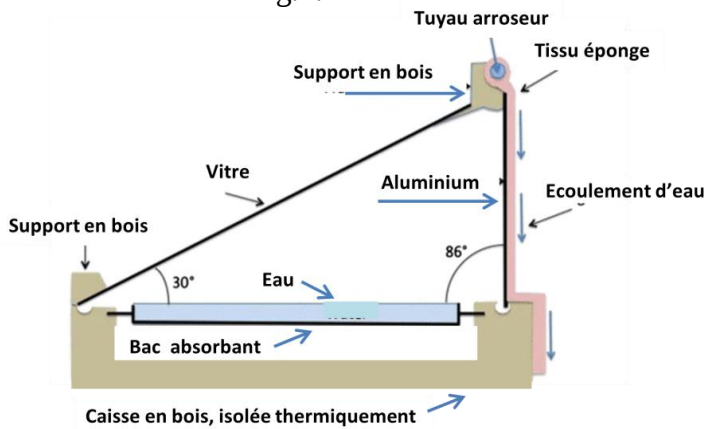


Fig.4.2 : Modèle expérimental

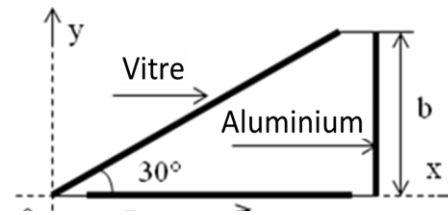


Fig.4.3 : Modèle théorique
(Configuration triangulaire)

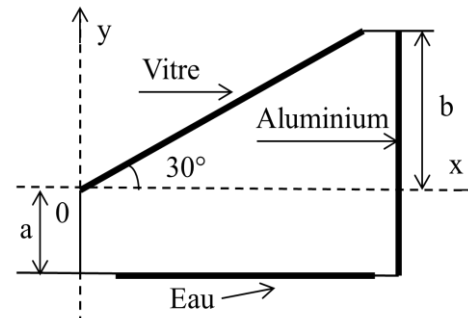


Fig.4.4: Modèle théorique
(Configuration Trapézoïdale)

4.3.2 - Hypothèses de base

Les hypothèses, retenues pour la résolution du problème, sont :

- L'écoulement de l'air dans la cavité théorique est supposé bidimensionnel suivant les axes Ox et Oy , du fait que sa longueur ($L=160 \text{ cm}$) est égale à 4 fois sa hauteur ($l_5 = 40 \text{ cm}$).

- L'air à l'intérieur de la cavité est saturé en vapeur d'eau (Condensation sur les parois). Sa pression P est égale à la pression atmosphérique ($1.013 \cdot 10^5 \text{ Pa}$) du fait que la cavité expérimentale communique avec l'air extérieur par les tuyaux de récupération de l'eau condensée. Sa conductivité thermique λ , sa chaleur spécifique C_p et sa viscosité dynamique μ sont prises égales à celles de l'air humide saturé à la pression atmosphérique normale et à la température expérimentale correspondant à l'instant t_1 Fig.4.1 ; leurs valeurs respectives sont 0.025 (W/m.K) , 1006 (J/Kg.K) et $1.910^{-5} \text{ (Pa.s)}$.

- Les faibles valeurs des vitesses d'écoulement de l'air (Convection naturelle) et la pression à l'intérieur de la cavité (Egale à la pression atmosphérique) permettent de négliger la chaleur induite par les frottements visqueux et de supposer que l'air soit un fluide newtonien, incompressible, obéissant à l'approximation de Boussinesq.

- L'échange de chaleur par rayonnement infrarouge entre les parois est négligé à cause des faibles écarts entre les températures de parois.

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

- Le coefficient de diffusion de la vapeur d'eau dans l'air est égal à celui de l'eau dans l'air à la pression atmosphérique et à la température de l'eau, correspondant à l'instant t_1 (Fig. 4.1) ; sa valeur est $2,2610^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$.

4.3.3 - Equations

Les équations régissant l'écoulement de l'air dans les cavités (Fig.4.3 et Fig.4.4) sont : les équations classiques de quantité de mouvement, de continuité et de transport de chaleur et de transport de masse ; soient:

- Equations de quantité de mouvement.

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (4.1)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + g\beta(T - T_c) \quad (4.2)$$

- Equation de continuité.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (4.3)$$

- Equation de transport de chaleur.

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{k}{\rho C_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (4.4)$$

- Equation de transport de masse.

$$u \frac{\partial \varphi}{\partial x} + v \frac{\partial \varphi}{\partial y} = D \left(\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} \right) \quad (4.5)$$

4.3.4 Conditions aux limites

L'intérêt étant porté à la structure de l'écoulement à un instant t de fonctionnement du dispositif expérimental, nous avons choisi l'instant t_1 de la région stationnaire de la Fig.4.1.

- Les températures des parois non adiabatiques à cet instant t_1 sont : 308,6 (K) pour la vitre, 322,6 (K) pour la nappe d'eau et 294,2 (K) pour la plaque d'aluminium. Ces températures sont prises comme conditions aux limites pour les parois non adiabatiques.

- Les concentrations limites ont été calculées [A-2] avec les températures limites des parois non adiabatiques. Leurs valeurs sont : $\varphi_1 = 2,24 \text{ (mol/m}^3\text{)}$ pour la vitre, $\varphi_2 = 4,99 \text{ (mol/m}^3\text{)}$ pour la nappe d'eau et $\varphi_5 = 1,02 \text{ (mol/m}^3\text{)}$ pour la plaque en aluminium.

- Les conditions initiales sont prises égales à celles du début de l'expérience :

- Températures : 300,2 (K) pour la vitre, 294,2 (K) pour la nappe d'eau, 294,2 (K) pour la plaque d'aluminium et 294,2 (K) pour l'air humide intérieur.
- La concentration initiale de l'air humide intérieur est déterminée à la température ambiante ; sa valeur est $\varphi_0 = 1,02 \text{ (mol/m}^3\text{)}$.

- Les vitesses sont prises égales à zéro sur les parois (Condition d'adhérence) et à l'instant initial.

4.3.5 - Résolution numérique

Le système d'équations a été résolu, en régime stationnaire, par la méthode des éléments finis. Nous avons utilisé le code de calcul COMSOL Multiphysics du CDER (Centre de Recherche en Energie Renouvelables). Les dimensions utilisées dans la configuration théorique (Fig.4.3) sont celles du modèle expérimental.

Les principaux points du rapport COMSOL Multiphysics sont donnés dans l'annexe 4.

4.3.6-Résultats et discussions

4.3.6.1 Champ de vitesse

- Résultats

Les lignes de courant et le champ de vitesse de surface sont représentées sur les figures 4.6 et 4.7. Les composantes v_y et v_x des vitesses, respectivement, pour 5 valeurs de x , en fonction de x et pour cinq valeurs de y , en fonction de x , sont représentées sur les figures 4.8 et 4.9.

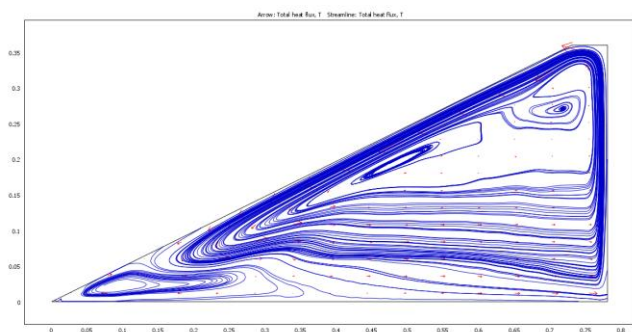


Fig.4.6: Lignes de courant

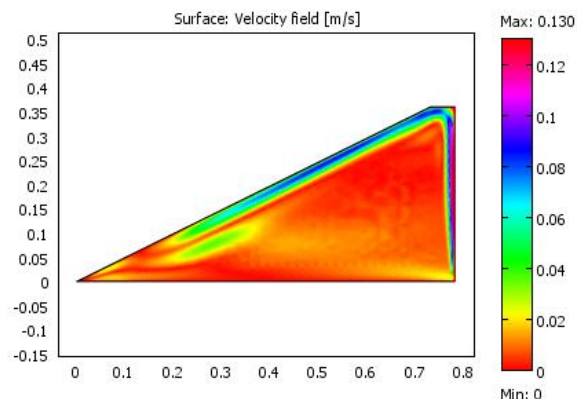


Fig.4.7: Champ de vitesse surface

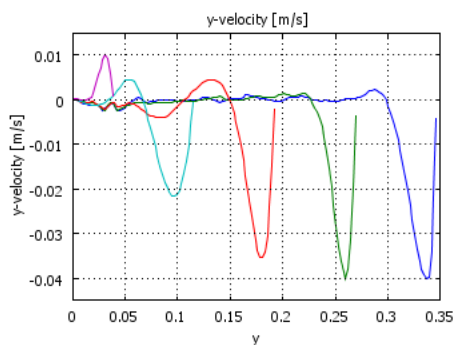


Fig. 4.8 : V_y en fonction de y

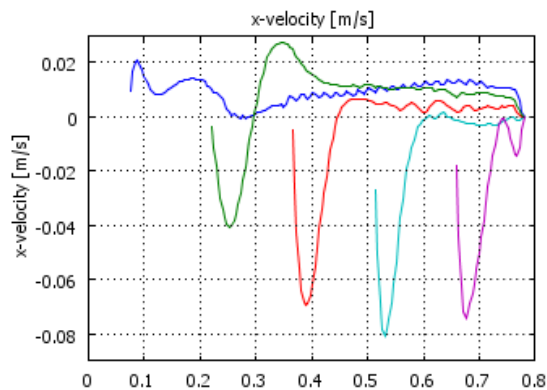


Fig.4.9 : V_x en fonction de x

- Discussions

Loin des parois, on peut supposer, en première approximation, que l'écoulement est quasi horizontal. En effet, les figures 4.8 et 4.9, montrent trois vortex de faibles forces et des lignes de courant presque horizontales. La Fig. 4.8 montre que la composante V_y des vitesses est insignifiante (presque nulle) ; quant à la Fig.4.9, elle montre que la composante V_x des vitesses est faible, par rapport à sa valeur à proximité de la paroi, et augmente avec y . Pour un y fixe, la vitesse horizontale est sensiblement constante. Cependant, à proximité des parois, ces composantes, v_x et v_y , deviennent plus importantes, ce qui signifie que l'écoulement principal se trouve entre les parois et un noyau d'air humide central peu mouvant.

4.3.6.2- Champ de température

- Résultats

Les isothermes et le champ de température de surface sont représentés sur les figures 4.10 et 4.11. Les variations de température en fonction de y , pour cinq valeurs de x , et en fonction de x , pour cinq valeurs de y , sont représentées sur les figures 4.12 et 4.13.

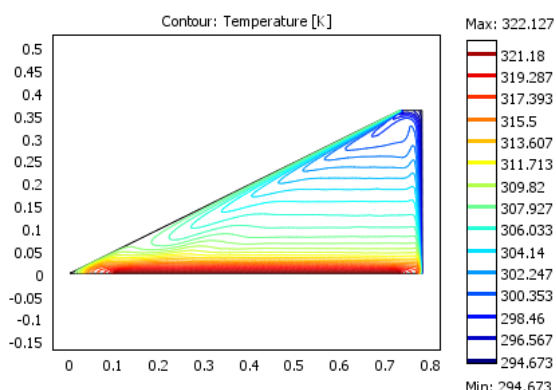


Fig.4.10: isothermes

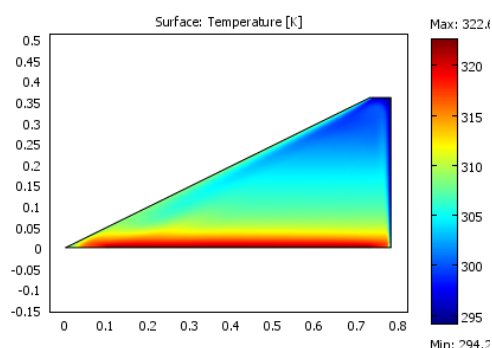


Fig.4.11: Surface température

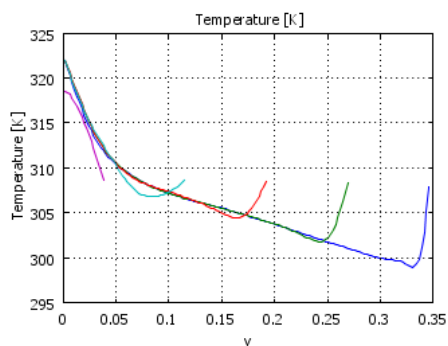


Fig.4.12: Variations de la température en fonction de y

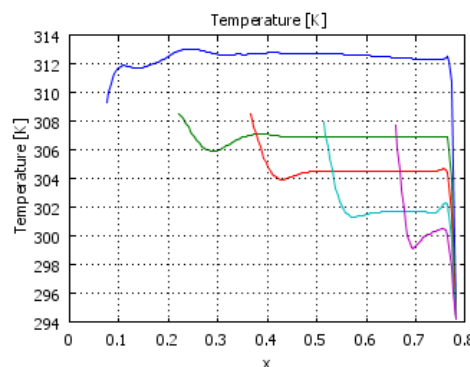


Fig.4.13: Variations de la température en fonction de x

Discussions

Loin des parois et en première approximation, on peut supposer que les isothermes, de la Fig.4.10, sont parallèles et équidistantes. Cela reflète un transfert de chaleur par conduction

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

vers le haut dans le noyau central peu mouvant. La Fig.4.12 montre deux plages: Dans la première ($0 \text{ m} < y < 0,08 \text{ m}$) les gradients de température augmentent à mesure que diminue y . Dans cette plage, les deux modes de transfert, la conduction et la convection, sont présents, dans la seconde ($0,08 \text{ m} < y < 0,36 \text{ m}$) le gradient de température est constant. Cela reflète un transfert vers le haut par conduction seulement. Les Fig.4.10 et 4.13 montrent la stratification thermique et confirment le transfert de chaleur vers le haut. En effet, la température ne dépend que de y et diminue lorsque y augmente. Près des parois, les gradients de température le long de la vitre sont relativement importants dans la partie supérieure par rapport aux gradients en bas. L'inverse est observé le long de la plaque d'aluminium.

4.3.6.3- Champ de concentration

- Résultats

Les lignes d'isoconcentration et le champ de concentration de surface sont représentés sur les figures 3.14 et 3.15. Les variations de concentration en fonction de y , pour cinq valeurs de x , et en fonction de x , pour cinq valeurs de y , sont représentées sur les figures 3.16 et 3.17.

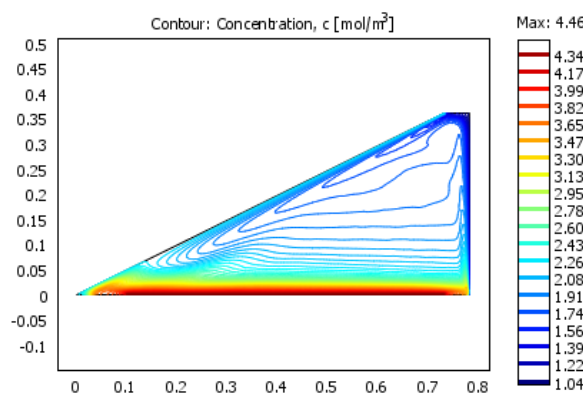


Fig.4.14: lignes d'isoconcentration

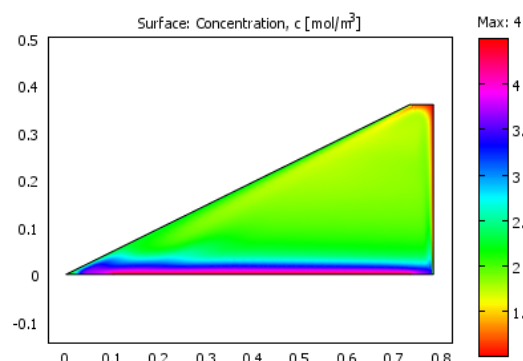


Fig.4.15: Surface concentration

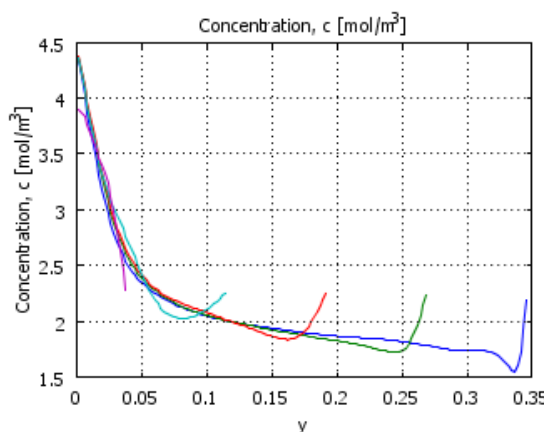


Fig. 4.16: Variations de la concentration en fonction de y

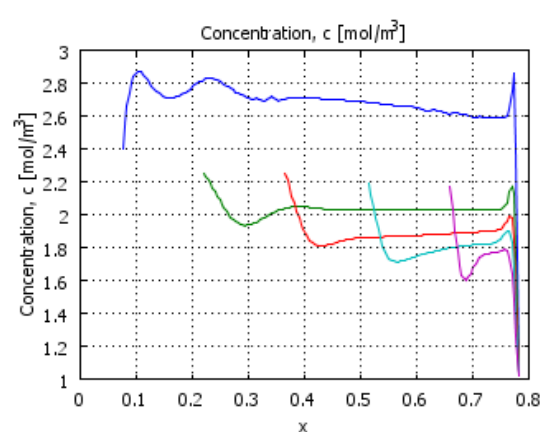


Fig. 4.17: Variation de la concentration en fonction de x

- Discussions

Loin des parois et en première approximation, on peut supposer que les lignes d'isoconcentration sont parallèles. En effet, la Fig.4.14 on peut remarquer qu'elles sont presque parallèles à la surface d'évaporation. Elles se resserrent au fur et à mesure que l'ordonnée y tend vers 0 m. Ceci reflète, comme pour le champ de température, la diffusion et le transfert de masse par convection de l'eau dans l'air. Au-delà de $y = 0,08$ m, elles se détendent et deviennent presque équidistantes ; leurs concentrations diminuent quand y croît. Le gradient de concentration est donc constant. Cela reflète un transfert vers le haut par la seule diffusion. Dans le voisinage de parois non adiabatiques, les gradients de concentration sont importants (lignes d'isoconcentration serrées) et plus larges en haut qu'en bas le long de la vitre. L'inverse est observé au voisinage de la plaque d'aluminium.

Les figures 4.16 et 4.17 confirment les conclusions de la figure 4.14. En effet, pour $y < 0,08$ m, la figure 4.16 montre que les gradients de concentration augmentent au fur et à mesure que y diminue. Cela reflète un flux massique vers le haut. Pour des valeurs de $y > 0,08$ m, le gradient de concentration est sensiblement constant, Il reflète un flux massique vers le haut par diffusion (gradient constant). Les figures 4.17 et 4.15 montrent que la concentration le long de x ne dépend que de y et pour y donné, la concentration est sensiblement constante. Quand y diminue et tend vers la valeur 0,08 m environ, la concentration augmente. Ceci reflète un transfert de masse par diffusion dans la direction des $y > 0,08$ m. Près des parois, les Fig.4.15, 4.16 et 4.17 confirment également un échange de masse par diffusion et convection entre l'écoulement principal, les parois et le noyau central d'air, peu mouvant (comme pour le champ de température).

Conclusion : L'étude a montré un noyau central d'air humide peu mouvant, que l'on peut supposer, en première approximation, comme stagnant. Au sein de ce noyau central (zone stagnante), le transfert de chaleur et de masse s'effectue par le mode de diffusion seulement. Ainsi, l'échange de chaleur et de masse, dans la cavité, se fait entre cette zone stagnante et ses parois non adiabatiques.

Cette conclusion se rapproche de celle du chapitre 3 - § 3.3.1, à savoir, en première approximation et en dehors des phases de transitions (démarrage et arrêt), on peut supposer que l'air humide intérieur constitue un noyau de température uniforme et égale, à tout instant, au barycentre des températures des parois non adiabatiques de la cavité.

4.3.7- Cas de la configuration trapézoïdale

Dans les mêmes conditions que précédemment et avec la même méthode, l'écoulement stationnaire de l'air humide saturé est étudié dans la cavité du modèle de la figure 4.4. Dans ce dernier, les dimensions de la nappe d'eau et les températures des parois non-adiabatiques sont identiques à celles du modèle de la figure 4.3.

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

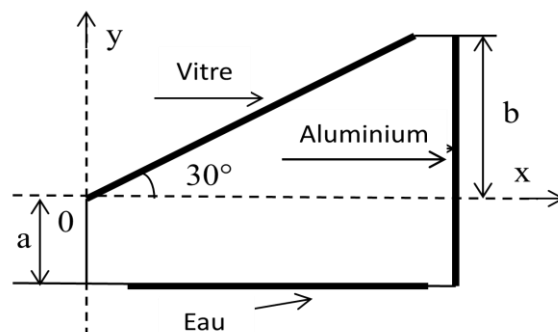


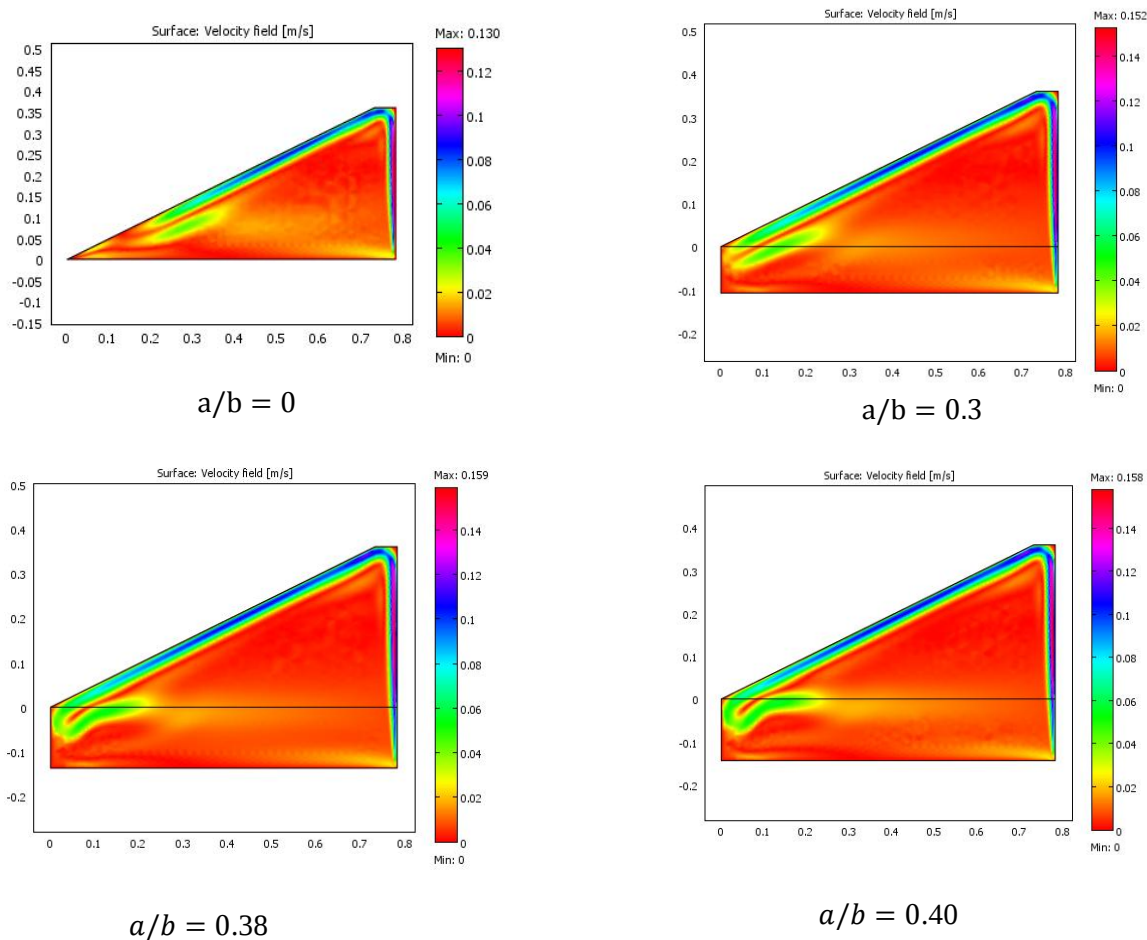
Fig.4.4

4.3.7.1 - Résultats et discussions

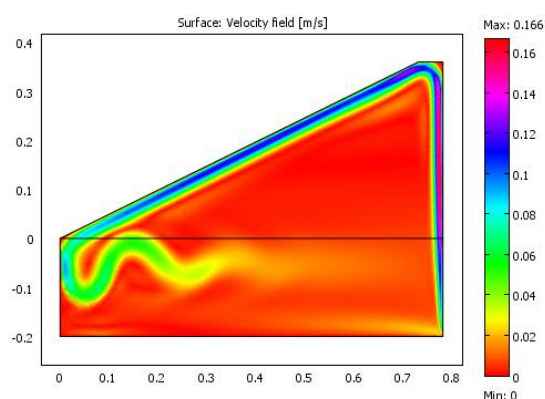
- Résultats

L'intérêt étant porté sur la présence, éventuelle, d'une zone stagnante dans la cavité, nous n'avons représenté, dans un premier temps, que les champs de vitesse surface en fonction du rapport a/b de la cavité. Ensuite, pour celles susceptibles de renfermer une zone stagnante, comme celle du modèle triangulaire, nous avons représenté les champs de vitesse, de température et de concentration.

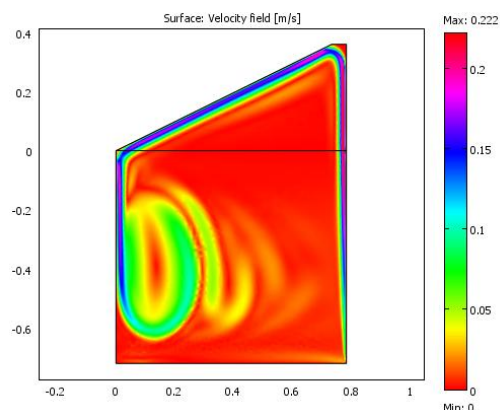
- Champs de vitesses surface en fonction du rapport a/b .



Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie



$a/b = 0.50$



$a/b = 2.0$

- Discussions

Sur les figures 4.18–4.23, nous remarquons :

- Que pour les rapports $0 \leq \frac{a}{b} \leq 0,38$ environ, les champs de vitesse semblent similaires à celui de la configuration triangulaire.

- Qu'au-delà $\frac{a}{b} = 0,38$, la déformation du champ de vitesse est d'autant plus importante que le rapport $\frac{a}{b}$ est grand. Ceci nous éloigne de la présence d'une zone stagnante. Aussi, allons-nous examiner le cas « limite » où $\frac{a}{b} = 0,38$.

- Champs de vitesse

- Résultats

Les variations des composantes de vitesse, en fonction de x (pour cinq valeurs de y) et en fonction de y (pour cinq valeurs de x), du cas ($a/b = 0.38$), sont représentées sur les figures 4.24 et 4.25.

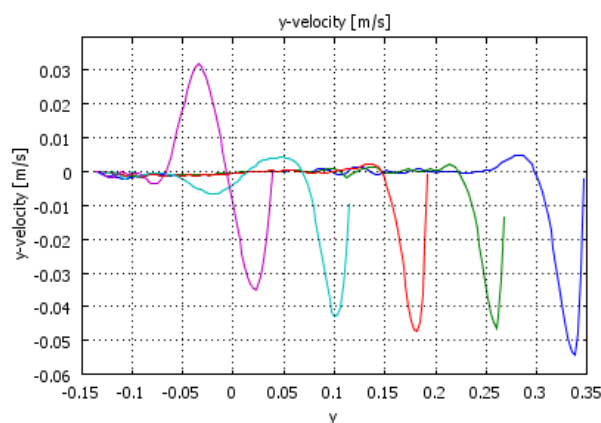


Fig.4.24 : Variations de V_y en fonction de y

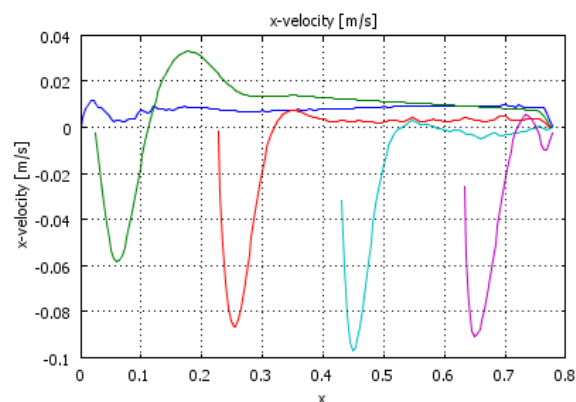


Fig.4.25 : Variations de V_x en fonction de x

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

- Champs de Température

- Résultats

Les variations de la température, en fonction de x (pour cinq valeurs de y) et en fonction de y (pour cinq valeurs de x), du cas ($\frac{a}{b} = 0.38$), sont représentées sur les figures 4.26 et 4.27.

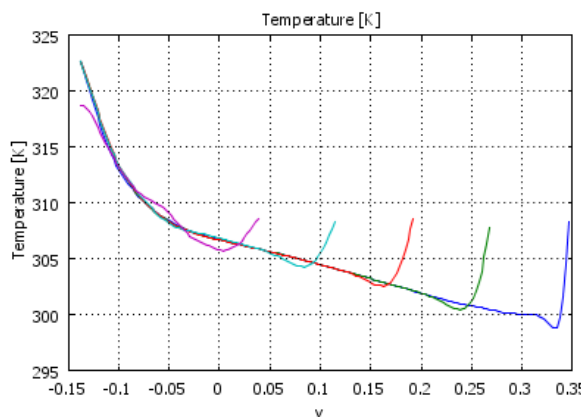


Fig.4.26: Variations de la Température en fonction de y

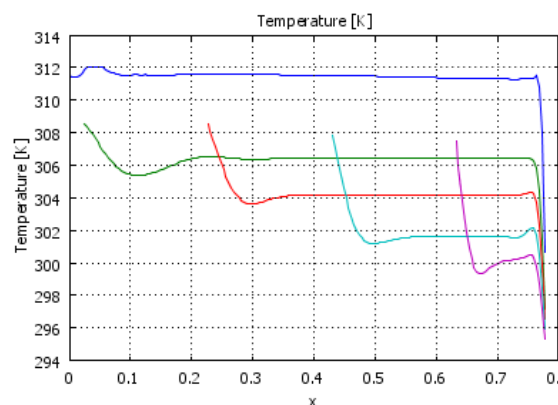


Fig.4.27: Variations de la Température en fonction de x

- Champs de concentration

- Résultats

Les variations de la concentration, en fonction de x (pour cinq valeurs de y) et en fonction de y (pour cinq valeurs de x), du cas $a/b = 0.38$, sont représentées sur les figures 3.28-3.29.

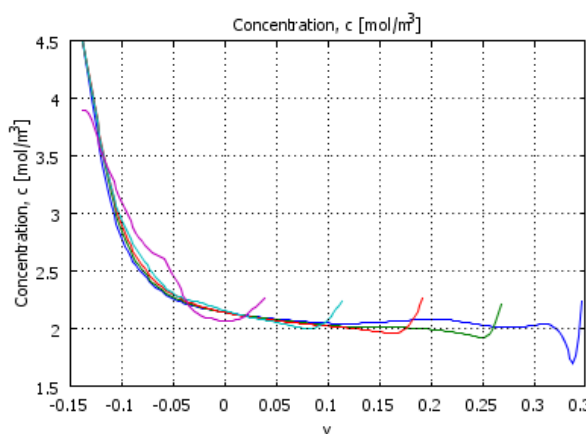


Fig.4.28 : Variations de la concentration en fonction de y

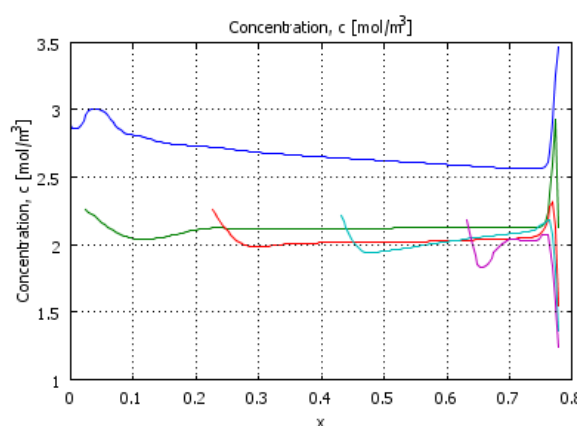


Fig.4.29 : Variations de la concentration en fonction de x

- Discussions

Les résultats des figures 4.24-4.29 sont similaires à ceux de la configuration triangulaire (Fig.4.3). Aussi, nous n'avons pas jugé utile de les commenter.

Conclusion

L'approximation de la zone stagnante, mise en évidence précédemment, est valable pour la configuration trapézoïdale dont le rapport $a/b \leq 0.38$.

4.4 – Modèle théorique

4.4.1- Formulation

Compte tenu des résultats expérimentaux (Conclusion du Ch.3), d'une part, et des conclusions de l'étude préliminaire ci-dessous (§ 4.3.6.3 et § 4.3.7.1), d'autre part, nous proposons un modèle, basée sur les bilans globaux, qui intègre une zone stagnante dans la cavité du dispositif expérimental. Dans ce modèle, les échanges de chaleur et de masse s'effectuent entre cette zone stagnante, de température uniforme et les parois non adiabatiques. Les coefficients d'échanges thermique et massique sont déduits des relations corrélées des nombres moyens de Nusselt et de Sherwood, proposées dans le chapitre 3 paragraphe 3.3.4.

4.4.2 – Application au modèle expérimental

4.4.2.1- Problème physique

Le problème physique, résumé sur la figure 4.30, consiste alors à déterminer, en fonction des paramètres météorologiques et de ceux du dispositif expérimental, l'évolution au cours du temps des températures T_1 , T_2 , T_3 , T_5 et des quantités d'eau condensées (P_G) sur la vitre et (P_S) sur la surface en Aluminium.

4.4.2.2- Hypothèses simplificatrices

Les hypothèses de base qu'on retient pour la résolution du problème physique sont les suivantes:

- Les températures T_1 , T_2 , T_3 , T_4 et T_5 sont supposées uniformes. De plus, la température T_5 est égale à celle de l'eau de refroidissement.
- Les transferts de chaleur et de masse dans la cavité se font de la nappe d'eau vers la zone stagnante puis, de cette dernière vers les parois de condensation (vitre et plaque en Aluminium).
- Les parois latérales, dans le sens de la longueur du dispositif expérimental, sont supposées adiabatiques.
- Les pertes de chaleur au niveau du bac absorbant sont supposées se faire par sa base qui constitue 92% de sa surface externe.
- L'air à l'intérieur de la zone stagnante est supposé saturé en vapeur d'eau (condensation de l'eau sur les parois froides) et sa pression est égale à la pression atmosphérique (la cavité communique avec le milieu extérieur par l'intermédiaire du tuyau de récupération de l'eau condensée). Il n'absorbe pas et n'échange pas de chaleur par rayonnement avec les parois de la cavité (l'air est un gaz) ; pour les mêmes raisons que précédemment, sa capacité calorifique est supposée négligeable.
- On négligera aussi:

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

- . La chaleur sensible emportée par l'eau condensée et celle absorbée par l'eau de réajustement de niveau dans le bac (les volumes d'eau condensés et ceux de réajustement de niveau sont négligeables devant la charge totale du bac qui est de 20 litres).
- . Les réflexions multiples à l'intérieur de la vitre, de la nappe d'eau et de la cavité (corps gris).
- . L'excès de la vapeur d'eau dans l'air de la zone stagnante dû à l'élévation de la température de ce milieu.
- Les pertes de vapeur d'eau dans la cavité (le diamètre du tuyau de récupération de l'eau condensée est faible, 5mm de diamètre), sont négligeables.
- Le flux solaire diffus est considéré homogène (le site expérimental ne présente pas de surfaces réfléchissantes).

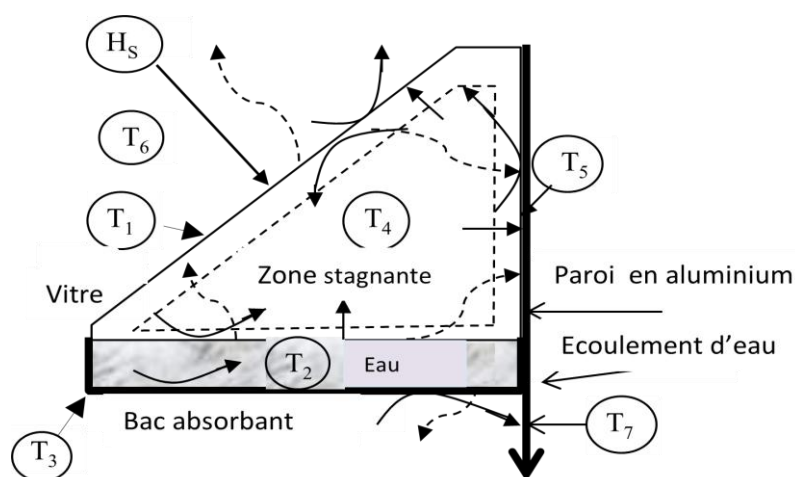


Fig.4.30

d

Legend:

Heat transfer:

- By convection and conduction
- By mass transfer
- By infrared radiation

Temperatures

- T₁ Glass
- T₂ Water strip
- T₃ Absorbing receptacle
- T₄ Stagnant zone
- T₅ Aluminum plate
- T₆ Ambient environment
- T₇ Cooling water

4.4.2.3- Le système d'équations

Compte tenu des hypothèses énoncées ci-dessus, les bilans thermiques et massiques s'écrivent comme suit:

- Au niveau de la vitre :

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

$$C_1 \frac{dT_1}{dt} = \alpha_1 \cdot H_s - Q_{e1} + q_{41} + q_{41}^* + q_{r21} - q_{r15} \quad (4.1)$$

Avec : $Q_{e1} = h_e \cdot A_1 \cdot (T_1 - T_6)$

$$q_{41} = h_{41} \cdot A_1 \cdot (T_4 - T_1)$$

$$q_{41}^* = h_{41}^* \cdot A_1 \cdot L_W(T_1)(\rho_1 - \rho_4)$$

$$q_{r21} = h_{r21} \cdot (T_2 - T_1)$$

$$q_{r15} = h_{r15} \cdot (T_1 - T_5)$$

- Au niveau de la nappe d'eau:

$$C_2 \frac{dT_2}{dt} = \tau_2 \cdot H_s + q_{32} - q_{24} - q_{24}^* - q_{r21} - q_{r25} \quad (4.2)$$

Avec: $q_{32} = h_{32} \cdot A_2 \cdot (T_3 - T_2)$

$$q_{24} = h_{24} \cdot A_2 \cdot (T_2 - T_4)$$

$$q_{24}^* = h_{24}^* \cdot A_2 \cdot L_W(T_2)(\rho_4 - \rho_2)$$

$$q_{r25} = h_{r25} \cdot (T_2 - T_5)$$

- Au niveau du bac absorbant:

$$C_3 \frac{dT_3}{dt} = \tau_3 H_s - q_{32} - q_b \quad (4.3)$$

Avec: $q_b = h_b \cdot A_3 \cdot (T_3 - T_4)$

- Au niveau de la plaque d'aluminium :

$$C_5 \frac{dT_5}{dt} = \tau_5 H_s + q_{45} + q_{45}^* + q_{r15} + q_{r25} - Q_{e5} \quad (4.4)$$

Avec: $q_{45} = h_{45} \cdot A_5 \cdot (T_4 - T_5),$

$$q_{45}^* = h_{45}^* \cdot A_5 \cdot L_W(T_5)(\rho_5 - \rho_4),$$

$$q_{r15} = h_{r15} \cdot (T_1 - T_5)$$

$$Q_{e5} = h_{e5} \cdot A_5 \cdot (T_5 - T_7).$$

- Au niveau de la zone stagnante:

* Bilan thermique

$$0 = q_{24} + q_{24}^* - q_{41} - q_{41}^* - q_{45} - q_{45}^* \quad (4.5)$$

Avec: $q_{45} = h_{45} \cdot A_5 \cdot (T_4 - T_5)$

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

$$q_{45}^* = h_{45}^* \cdot A_5 \cdot L_W(T_5)(\rho_5 - \rho_4)$$

* Bilan massique

Les débits d'eau à l'évaporation ($\dot{m}_w$) et à la condensation sur la vitre ($\dot{m}_G$) et sur la plaque d'aluminium ($\dot{m}_S$) s'expriment comme suit :

$$\dot{m}_w = \frac{q_{24}^*}{L_W(T_2)}, \quad \dot{m}_G = \frac{q_{41}^*}{L_W(T_1)} \quad \text{et} \quad \dot{m}_S = \frac{q_{45}^*}{L_W(T_5)}.$$

Le bilan massique au niveau de la zone stagnante est alors :

$$\dot{m}_w = \dot{m}_G + \dot{m}_S$$

Soit :

$$\frac{q_{24}^*}{L_W(T_2)} = \frac{q_{41}^*}{L_W(T_1)} + \frac{q_{45}^*}{L_W(T_5)} \quad (4.6)$$

Ainsi, les transferts simultanés de chaleur et de masse à l'intérieur de la cavité, sont régis par les équations (4.1), (4.2), (4.3), (4.4), (4.5) et (4.6) où, les inconnues sont T_1 , T_2 , T_3 , T_4 , T_5 et ρ_4 .

4.4.2.4 - Coefficients intervenant dans le système d'équations

La résolution, du système d'équations précédent, nécessite la connaissance des différents coefficients y intervenant. Pour des raisons de simplification du texte, nous donnons, pour les coefficients autres que ceux du transfert de chaleur et de masse, objet de notre travail, uniquement leurs expressions et la façon dont ils ont été déterminés ainsi que les références bibliographiques utilisées. Tous les coefficients sont exprimés dans le système international (SI).

- Coefficient global d'échange de chaleur par conduction, convection et rayonnement de la vitre avec le milieu ambiant extérieur, h_{e1} .

- Par conduction et convection:

$$h_e = 5.7 + 3.8 V \quad [19]$$

Où V est la vitesse du vent en (m/s).

- Par rayonnement:

$$h_{re} = 5.67 \cdot \varepsilon_1 \quad [19]$$

Où $\varepsilon_1 \approx 0.85$.

- Par conduction convection et rayonnement, $h_{e1} = h_e + h_{re}$, soit :

$$h_{e1} = 10.7 + 3.8 V \quad [19]$$

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

- Coefficient d'échange de chaleur par rayonnement, h_{rij} .

A cause des températures relativement basses des surfaces de la cavité, les échanges de chaleur par rayonnement se font essentiellement dans l'infra rouge. De ce fait, nous avons considéré :

- Les surfaces des parois de la cavité (vitre, aluminium et nappe d'eau) comme étant grises ; elles sont diffuses et leurs propriétés physiques ne dépendent pas de la longueur d'onde du rayonnement échangé.
- Les températures des surfaces et les flux de chaleurs sont uniformes.
- L'échange de chaleur par rayonnement est restreint aux surfaces suivantes: vitre- nappe d'eau, vitre-surface en aluminium et nappe d'eau-surface en aluminium. De plus, ces trois surfaces sont supposées adjacentes, le coefficient d'échange par rayonnement entre les surfaces i et j est alors :

$$h_{rij} = \frac{\sigma(T_j^2 - T_i^2)(T_j + T_i)}{\frac{1-\epsilon_i}{A_i \epsilon_i} + \frac{1-\epsilon_j}{A_j \epsilon_j} + \frac{1}{A_i F_{ij}}} \quad [20]$$

En remplaçant les différents paramètres par leurs valeurs numériques, exprimées dans le système international SI, on trouve, dans le cas de notre dispositif expérimental, les expressions suivantes :

- Entre la vitre et l'eau.

$$h_{R21} = 3.58 \cdot 10^{-9} (T_2^2 + T_1^2) (T_2 + T_1) \quad (4.7)$$

- Entre la vitre et la plaque d'Aluminium.

$$h_{R15} = 2.99 \cdot 10^{-9} (T_1^2 + T_5^2) (T_1 + T_5) \quad (4.8)$$

- Entre l'eau et la plaque d'Aluminium.

$$h_{R25} = 3.58 \cdot 10^{-9} (T_2^2 + T_5^2) (T_2 + T_5) \quad (4.9)$$

- Coefficient d'échange entre le bac absorbant et la nappe d'eau, h_{32} .

Il a été déterminé à partir des formules recommandées par Mc ADAMS [15] pour le transfert thermique pur.

$$h_{32} = \frac{\lambda_w \left(\frac{T_3 + T_2}{2} \right)}{L} \overline{NU}_L \quad (4.10)$$

Où $\lambda_w \left(\frac{T_3 + T_2}{2} \right)$ est la conductivité thermique de l'eau pure à la température $\left(\frac{T_3 + T_2}{2} \right)$,
 $L = \frac{L+l_2}{2}$ est la longueur caractéristique et $\overline{NU}_L$ et le nombre moyen de Nusselt de la face de dessus de la plaque plane, horizontale et isotherme.

- Coefficient d'échange entre le bac absorbant et l'air dans lequel il baigne, h_b .

Ce coefficient a été évalué expérimentalement dans la plage des températures correspondant au régime permanent, Fig.3.1, soit :

$$h_b = \frac{\tau_3 H_S - h_{32} \cdot A_2 \cdot (T_3 - T_2) - C_3 \frac{dT_3}{dt}}{A_3 \cdot (T_3 - T_4)} = 8.87 \text{ (W/m}^2 \text{ °K)}. \quad (4.11)$$

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

Où : A_3 est la surface du bac qui baigne dans l'air, T_2 , T_3 et T_4 sont les températures à l'instant t_2 . Fig.4.31.

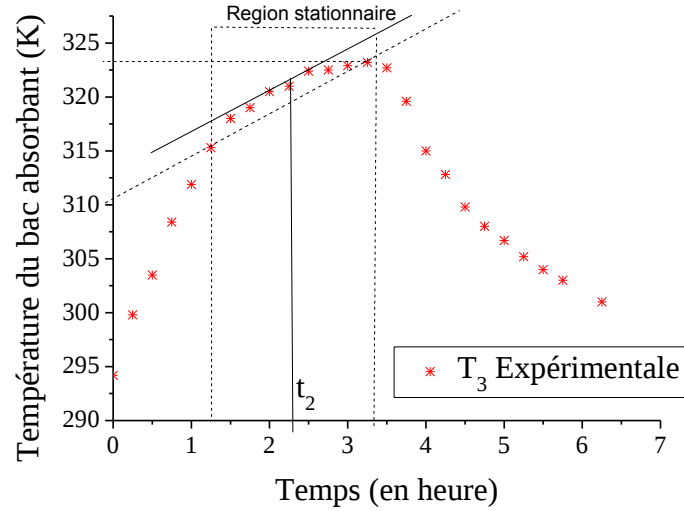


Fig.4.31

La valeur de h_b est prise constante tout au long de la simulation.

- **Coefficient d'échange entre la plaque d'aluminium et l'eau de refroidissement, h_{e5} .**

Il a été évalué expérimentalement comme suit :

L'apport principal de chaleur à la plaque d'aluminium est dû au transfert de masse (à la condensation). Il est maximum dans la région stationnaire Fig.3.1. Sa valeur est :

$$q_{45}^* = \dot{m}_5 L_w (T_5)) \approx 0.11 \cdot 10^{-3} (Kg/s) \cdot 2458 \cdot 10^3 (J/Kg) = 270,38 (W) \quad (4.12)$$

L'expérience montre que l'écart maximum entre la température de l'eau de refroidissement et celle de la paroi de l'aluminium est inférieure à $0,5^\circ C$ (la température de la paroi est presque la même que celle de l'eau de refroidissement). Le coefficient est alors évalué, comme indiqué ci-dessous, et sa valeur est considérée comme étant constante tout au long de la simulation.

$$h_{e5} = \frac{q_{45}^*}{A_5(T_5 - T_7)} \approx 930 (W m^{-2} K^{-1}) \quad (4.13)$$

- **Coefficients d'échange thermique par convection naturelle, h_{4j} , et par transfert de masse, h^*_{4j} , des parois non adiabatiques.**

Ils sont déterminés à partir des nombres moyens corrélés de Nusselt et de Sherwood, établis dans le chapitre 3, § 3.4. 4); soit :

Pour la vitre :

$$\overline{SH}_{L1c} = 1.867 \cdot \frac{S_c^{1/4} (G_r^* + \sqrt{\frac{S_c}{Pr}} G_r^* T)^{1/4}}{(1 + \frac{0.952}{S_c})^{1/4}} \quad (4.14)$$

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

Pour la plaque d'aluminium :

$$\overline{SH}_{L5c} = 0.0467 \cdot \frac{S_c^{1/4} (G_r^* + \sqrt{\frac{S_c}{Pr}} G_r^T)^{1/4}}{(1 + \frac{0.952}{S_c})^{1/4}} \quad (4.15)$$

Pour la nappe d'eau :

$$\overline{SH}_{L2c} = 0,098 \cdot (G_r^* \cdot S_c)^{1/3} \quad (4.16)$$

Le nombre moyen de Nusselt est déduit de celui de Sherwood par la relation :

$$\overline{NU}_{Lj} = \sqrt{\frac{Pr}{S_c}} \overline{SH}_{Lj}. \quad (4.17)$$

Les coefficients d'échange thermique et massique, entre la zone stagnante et les parois non adiabatiques, sont alors évalués comme suit:

- Pour la vitre :

$$h_{41} = \frac{\lambda_1}{l_1} \overline{NU}_{l1c} \text{ et } h^*_{41} = \frac{D(T)}{l_1} \overline{SH}_{l1c}$$

- Pour la plaque d'aluminium :

$$h_{45} = \frac{\lambda_5}{l_5} \overline{NU}_{l5c} \text{ et } h^*_{45} = \frac{D(T)}{l_1} \overline{SH}_{l1c}$$

- Pour la nappe d'eau :

$$h_{24} = \frac{\lambda_w}{l_2} \overline{Nu}_{l2c} \text{ et } h^*_{24} = \frac{D(T)}{l_2} \overline{Sh}_{l2c}$$

Où L_1 et L_2 sont, respectivement, les quarts de-périmètres de la vitre et de la nappe d'eau. Quant à T , c'est la température médiane entre la zone stagnante et la paroi considérée.

La masse volumique, $\rho(T)$, la viscosité cinématique, $\nu(T)$, la chaleur spécifique, $C_p(T)$, la pression de vapeur saturante, $P_v(T)$, le coefficient de diffusion, $D(T)$, la conductivité thermique, $\lambda(T)$, et les nombres de Prandtl, $Pr(T)$, et de Schmidt, $S_c(T)$, sont évalués à la température médiane T ; leurs expressions sont données dans l'annexe 1, intitulé : Propriétés physiques de l'air humide..

Dans la plage temporelle, correspondant à la zone stationnaire (Fig.4.1), les variations de ces coefficients, déduits des relations corrélées des nombres moyens de Sherwood et de Nusselt, sont faibles: On peut donc, en première approximation, les supposer constants et égaux à leurs valeurs moyennes ; soit:

$$h_{41}=10 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)}, \quad h^*_{41}=0.0045 \text{ (m/s)}, \quad h_{45}=5.5 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)}, \quad h^*_{45}=0.00235 \text{ (m/s)}, \\ h_{24}=4.5 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)}, \quad h^*_{24}=0.0028 \text{ (m/s)}.$$

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

- Coefficients d'absorption globale en rayonnement solaire de la vitre, α_1 , de la nappe d'eau, τ_2 , du bac absorbant, τ_3 . et de la plaque d'aluminium, τ_5 .

Chacun de ces coefficients est défini par le rapport du flux solaire absorbé par le milieu considéré par le flux solaire incident H_S (Fig. 30):

$$\alpha_1 = \frac{\text{Absorbed solar flux by the glass}}{H_S}$$

$$\tau_2 = \frac{\text{Absorbed solar flux by the water strip}}{H_S}$$

$$\tau_3 = \frac{\text{Absorbed solar flux by the receptacle}}{H_S}$$

$$\tau_5 = \frac{\text{Absorbed solar flux by the aluminum plate}}{H_S} .$$

En raison de la réorientation du dispositif expérimental, toutes les 15 mn environ, pour avoir un flux solaire direct sensiblement constant, nous avons supposé l'angle d'incidence du rayonnement solaire constant sur la vitre, durant les 3h40mn d'exposition au soleil. Compte tenu des coordonnées géographiques du site, de l'inclinaison de la vitre, du flux solaire diffus, du rayonnement solaire réfléchi par la plaque d'aluminium, des propriétés physiques de la vitre, de la nappe d'eau et du bac absorbant, les calculs ont donné les résultats suivants:

$$\alpha_1 = 0,08 \quad , \quad \tau_2 = 0,00313 \quad , \quad \tau_3 = 0,646 \quad \text{and} \quad \tau_5 = 0,015 .$$

Remarque importante:

Pour les hautes et les basses températures de fonctionnement du dispositif expérimental dans la région stationnaire, les valeurs des coefficients d'échanges thermiques et massiques ont montré de faibles variations, Nous avons alors convenu de retenir leurs valeurs moyennes et de les injecter dans le programme de calcul, comme des constantes physiques ; ces valeurs sont :

$$h_{41}=10 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)}, \quad h^*_{41}=0.0045 \text{ (m/s)}, \quad h_{45}=5.5 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)}, \quad h^*_{45}=0.00235 \text{ (m/s)}, \quad h_{24}=4.5 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)}, \quad h^*_{24}=0.0028 \text{ (m/s)}, \quad h_{32}=239 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)} \text{ and } h_b=8.87 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)} .$$

– Coefficients spécifiques au dispositif expérimental

Les coefficients spécifiques de notre dispositif expérimental, supposés constants au cours du temps, sont:

$$C_1 = M_1 C_{p_1} = 7951 \left(\frac{J}{K} \right) \quad , \quad C_2 = M_2 C_{p_2} = 79803 \left(\frac{J}{K} \right)$$

$$C_3 = M_3 C_{p_3} = 11428 \left(\frac{J}{K} \right) \quad , \quad C_5 = M_5 C_{p_5} = 1085 \left(\frac{J}{K} \right)$$

$$A_1 = 1.12 \text{ (m}^2) \quad , \quad A_2 = 1.008 \text{ (m}^2) \quad , \quad A_5 = 0,64 \text{ (m}^2)$$

4.4.2.5 - Résolution numérique

Assorti des conditions initiales expérimentales, le système d'équations, composé de quatre équations différentielles du premier ordre (4.1-4.4) et de deux équations algébriques (4.5-4.6), à pas unique, a été résolu par la méthode de Runge Kutta du 4^o Ordre.

4.4.2.5.1 – Méthode de Runge Kutta du 4^o ordre

Bien qu'elle soit traitée dans de nombreux ouvrages, nous avons jugé utile de rappeler, brièvement, son principe :

Considérons l'équation différentielle du 1^o ordre $y' = f(x, y)$ avec la condition initiale $y(x_0) = y_0$.

La méthode de Runge Kutta du 4^o ordre a pour principe de remplacer la série de Taylor ininterrompue, de la forme :

$$y_{n+1} = y_n + h y'_n + \frac{h^2}{2!} y''_n + \dots + \frac{h^n}{n!} y^{(n)}_n$$

$$\text{Où: } y_n = y(x_n) \text{ et } y_{n+1} = y(x_{n+1}) = y(x_n + h)$$

Par une approximation du type :

$$y_{n+1} = y_n + \frac{1}{6} (RK_1 + 2RK_2 + 2RK_3 + RK_4)$$

$$\text{Où: } RK_1 = h f(x_n, y_n)$$

$$RK_2 = h f\left(x_n + \frac{h}{2}, y_n + \frac{RK_1}{2}\right)$$

$$RK_3 = h f\left(x_n + \frac{h}{2}, y_n + \frac{RK_2}{2}\right)$$

$$RK_4 = h f(x_n + h, y_n + RK_3)$$

A partir de la valeur initiale $(x_0) = y_0$, nous pouvons ainsi déduire, de pas en pas, $y_1, y_2, \dots, y_n$.

L'erreur systématique de troncature est de l'ordre de h^5 où h est le pas de calcul.

4.4.2.5.2- Discrétisation des équations

Etape préliminaire

- **Transformation du système d'équations**

Au moyen des équations (4.5) et (4.6), nous exprimons T_4 et ρ_4 en fonction de T_1, T_2, T_3 et T_5 . Nous les remplaçons, ensuite, par leurs expressions dans les autres équations. Ainsi, notre système à 6 équations s'est transformé en un nouveau système de 4 équations différentielles du 1^o ordre, de la forme :

$$\frac{dT_j}{dt} = f_j(T_1, \dots, T_5)$$

Où $j=1, 2, 3$ et 5 et t représente le temps, tel que : $t = kh$; k étant l'indice de temps.

- **Mise sous la forme adimensionnelle des équations du nouveau système**

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

En prenant comme valeurs de référence le temps $t_0 = 3600$ (s), la température $T_0 = 293$ (°K), la masse volumique de l'air humide $\rho_0 = 1,19$ (Kg/m³) à 20 °K, nous définissons les grandeurs adimensionnelles suivantes :

$$\bar{t} = \frac{t}{t_0} = k \frac{h}{t_0} = k\bar{h} \quad , \quad \bar{T} = \frac{T}{T_0} \quad \text{et} \quad \bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_0}.$$

En introduisant les grandeurs adimensionnelles précédentes dans le nouveau système, ce dernier se transforme en quatre équations du type :

$$\frac{d\bar{T}_j}{d\bar{t}} = f_j(\bar{t}, \bar{T}_1, \dots, \bar{T}_5)$$

Où $j=1, 2, 3, 5$.

Discrétisation

La discrétisation du nouveau système d'équations est alors :

$$(\bar{T}_j)_{i+1} = (\bar{T}_j)_i + \frac{1}{6} [(RK_1^j)_i + 2(RK_2^j)_i + 2(RK_3^j)_i + (RK_4^j)_i]$$

Avec : $(RK_1^j)_i = \bar{h} (f_j)_i$

$$(RK_2^j)_i = \bar{h} f_j(\bar{t}_i + \frac{\bar{h}}{2}, (\bar{T}_1)_i + \frac{(RK_1^j)_i}{2}, \dots, (\bar{T}_5)_i + \frac{(RK_1^j)_i}{2})$$

$$(RK_3^j)_i = \bar{h} f_j(\bar{t}_i + \frac{\bar{h}}{2}, (\bar{T}_1)_i + \frac{(RK_2^j)_i}{2}, \dots, (\bar{T}_5)_i + \frac{(RK_2^j)_i}{2})$$

$$(RK_4^j)_i = \bar{h} f_j(\bar{t}_i + \bar{h}, (\bar{T}_1)_i + (RK_3^j)_i, \dots, (\bar{T}_5)_i + (RK_3^j)_i)$$

Où $j=1, 2, 3, 5$.

4.4.2.5.3 – Algorithme de résolution numérique

Il est donné dans l'annexe 1

4.2.5.4- Résultats et discussions

- Résultats

Pour rendre compte de la fiabilité du modèle proposé, nous avons représenté, sur les figures 4.34 – 4.39, les résultats de la simulation avec les résultats expérimentaux correspondants.

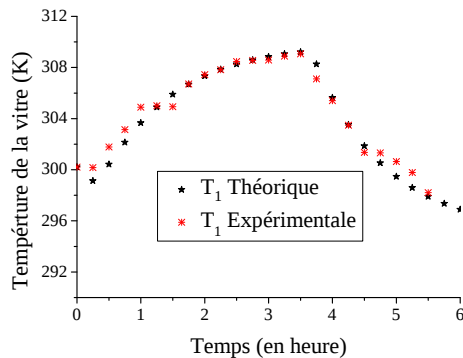


Fig.4.34: Température moyenne de la vitre en fonction temps

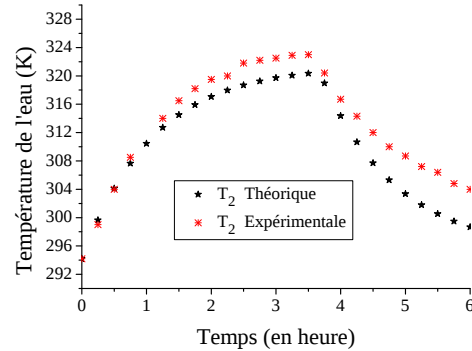


Fig.4.35: Température moyenne de la nappe d'eau en fonction temps

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

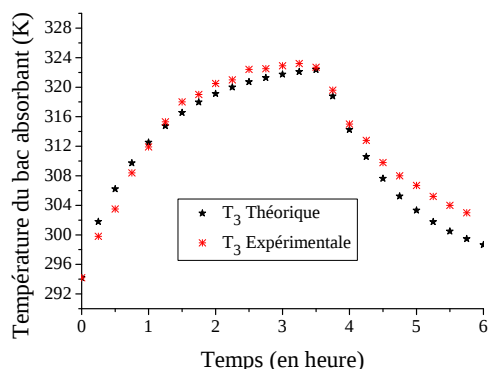


Fig.4.36: Température moyenne du bac absorbant en fonction du temps

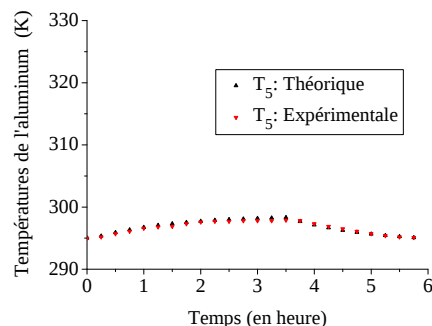


Fig.4.37: Température de la plaque d'aluminium en fonction du temps

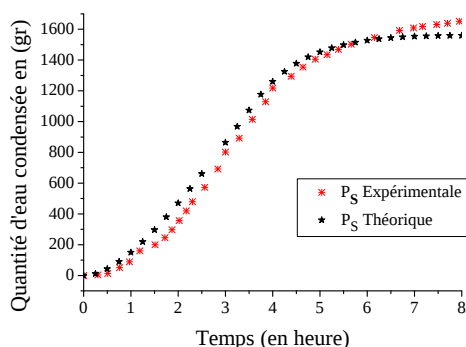


Fig.4.38: Quantité d'eau condensée par la plaque d'aluminium en fonction du temps

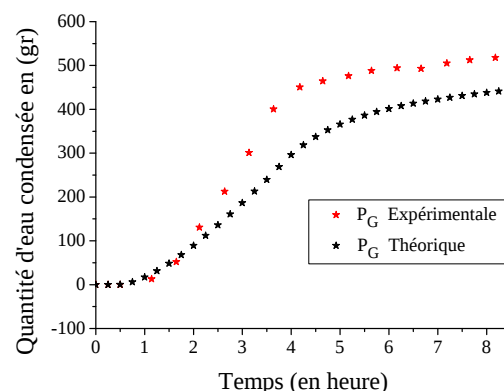


Fig.4.39: Quantité d'eau condensée par la vitre en fonction du temps

- Discussions

Les résultats numériques concordent assez bien avec les résultats expérimentaux. En effet, nous observons un écart maximum inférieur à : 1,5(K) pour la température de la vitre, 3(K) pour la température de l'eau, 2(K) pour la température du bac, 0,5 (K) pour la température de la plaque d'aluminium, 170 gr pour la production de la vitre (qui constitue environ le quart de la production globale) et 150 gr pour la plaque d'aluminium. Cependant, pour la paroi en verre, (Fig.4.39), bien que l'allure générale soit bonne, des écarts relativement plus importants que sur les autres parois apparaissent. Ces écarts sont dus, à notre avis, à l'hypothèse de l'uniformité de la température de la vitre (principalement), d'une part, et à celle la zone stagnante, d'une part. En effet, les résultats expérimentaux (enregistrements des températures sur les trois niveaux de la vitre) montrent que la température de la vitre n'est pas uniforme, elle décroît de bas en haut. Concernant la production globale en eau condensée (vitre + plaque en aluminium), l'écart est inférieur à 7%.

Conclusion

Notre modèle semble fiable du fait, d'une part, que les profils numériques des températures et des productions de l'eau condensée concordent assez bien avec ceux obtenus expérimentalement, et d'autre part, que les écarts entre les résultats expérimentaux et numériques, ne sont pas trop importants : Pour la production globale en eau condensée, l'écart maximum est inférieur à 7%. Ce modèle peut alors être utilisé avec intérêt dans beaucoup d'applications : évaluation des pertes calorifiques par transfert de chaleur (Panneaux et chauffe eau solaire) ou par transfert simultané de chaleur et de masse (distillation, séchoir et serre solaire), entre autres. Néanmoins, nous pensons que ce modèle peut être affiné, notamment, du côté de la vitre (où l'on a supposé que la température était uniforme) et de la zone stagnante où l'on a également supposé que sa température était uniforme bien que l'étude sur la configuration théorique avait montré une stratification thermique dans cette zone.

L'application de notre modèle à d'autres types de cavités est traitée dans le chapitre 5.

CHAPITRE 5

EXTENSION DU MODELE A D'AUTRES FORMES DE CAVITES

5.1 - INTRODUCTION

L'originalité de notre modèle est l'insertion d'une zone stagnante à l'intérieur de la cavité qui échange de la chaleur et de la matière (condensation et évaporation) avec ses parois non adiabatiques et l'utilisation des relations corrélées des nombres moyens de Sherwood et de Nusselt des parois non adiabatiques, proposées au chapitre 3 - § 3.3.4.

Aussi, avons-nous pensé que notre modèle pourrait s'appliquer à toute cavité susceptible de contenir un noyau central stagnant.

5.2 - PROSPECTION

Dans la gamme des cavités classiques utilisées à basses températures comme, les distillateurs solaires, les serres agricoles solaires, les chauffe eau solaires, entre autres, nous avons fait la prospection de celles susceptibles de contenir un noyau central que l'on peut considérer comme stagnant.

Nous nous sommes intéressés aux cavités ayant trois parois non adiabatiques de températures moyennes différentes et à celles différentiellement chauffées.

Pour se rapprocher de la réalité physique et utiliser la même méthode que précédemment, nous nous sommes imposé les mêmes hypothèses simplificatrices, le même système d'équations, les mêmes conditions aux limites (Pour les températures, les concentrations et les vitesses) et le même outil de résolution que précédemment, pour toutes les cavités prospectées.

5.3 - CAVITE EN FORME DE CHAPELLE

Nous avons considéré une cavité en chapelle avec trois parois non adiabatiques, isotherme et de températures différentes (Fig. 5.1).

Concernant les largeurs des parois non adiabatiques, nous avons conservé uniquement celle de la nappe d'eau.

Enfin, nous avons caractérisé la cavité par le rapport a/b où, b est fixé par la largeur de la nappe d'eau et l'inclinaison de la vitre par rapport à l'horizontale.

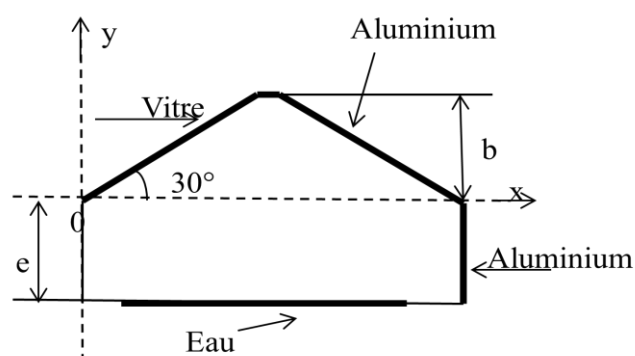


Fig.5.1

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

Concernant les champs de vitesse, de température et de concentration, dans le cas d'une cavité de rapport $a/b = 0,5$, les résultats obtenus sont donnés sur les Fig.5.2, Fig.5.3,...Fig.15.

Commentaire

Comme on peut le constater, ces résultats sont similaires à ceux des configurations triangulaire et trapézoïdale : c'est-à-dire, que loin des parois, on peut supposer, en première approximation, que le noyau central est stagnant.

Champ de vitesse

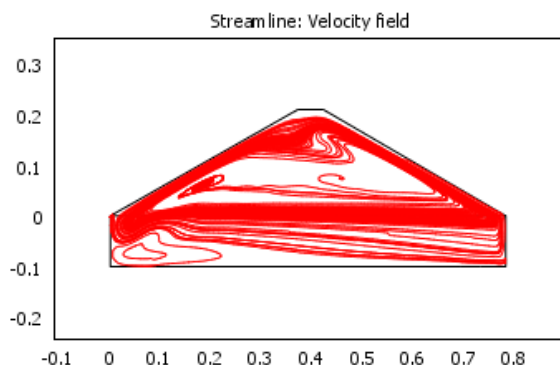


Fig.5.2

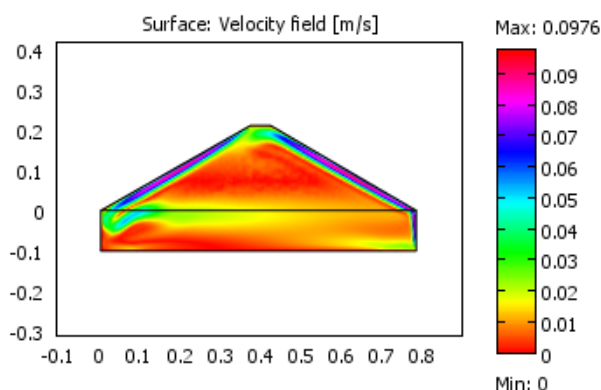


Fig.5.3

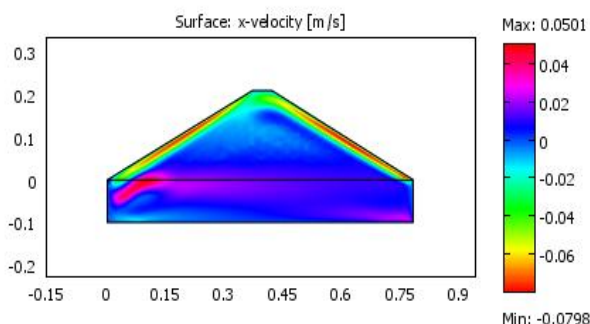


Fig.5.4

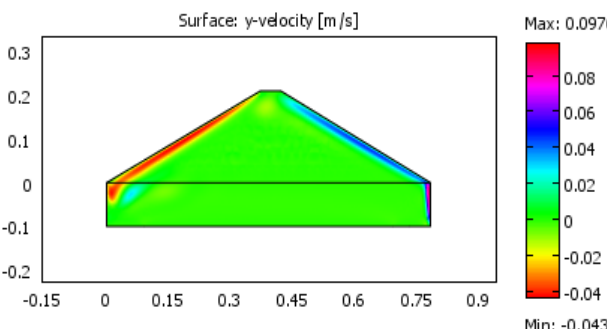


Fig.5.5

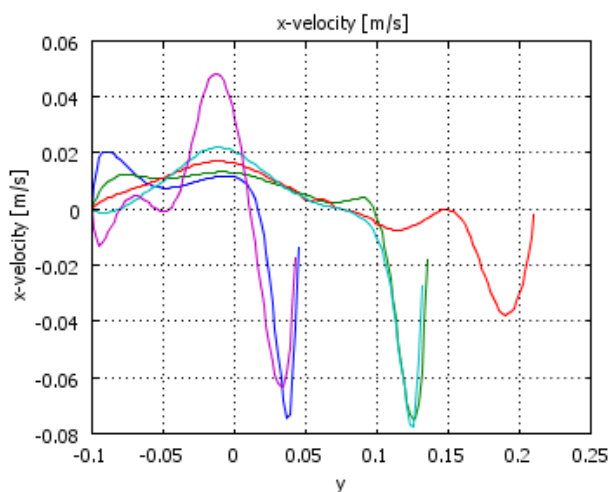


Fig.5.6

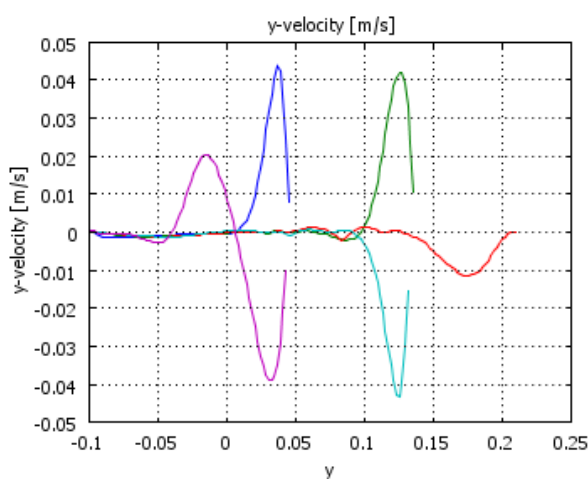


Fig.5.7

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

Champ de température

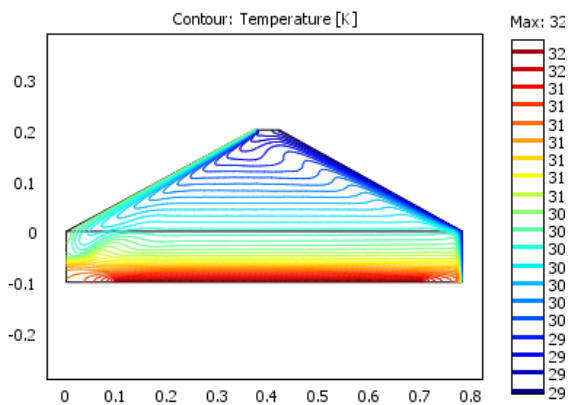


Fig.5.8

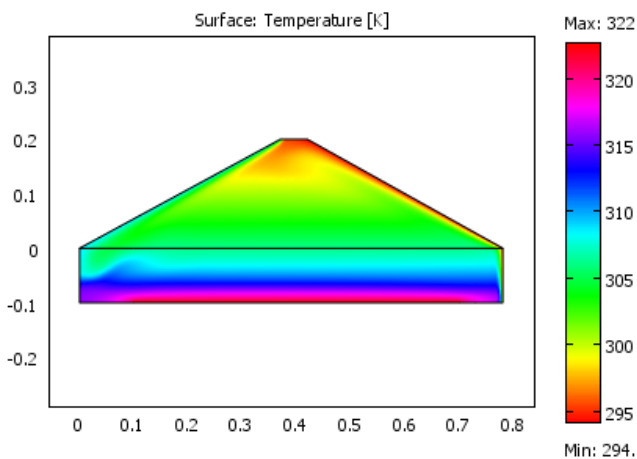


Fig.5.9

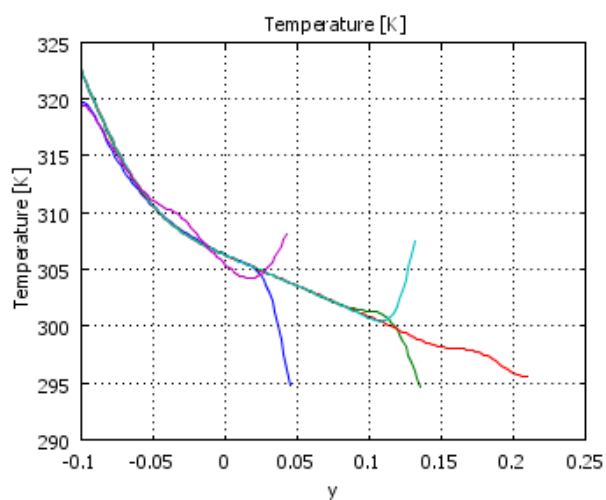


Fig.5.10

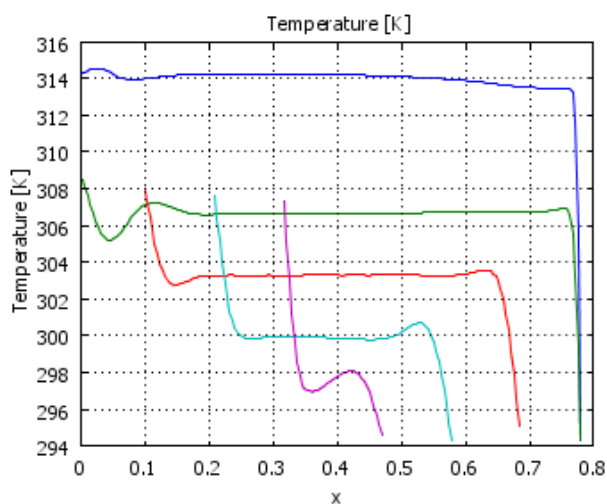


Fig.5.11

Champ de concentration

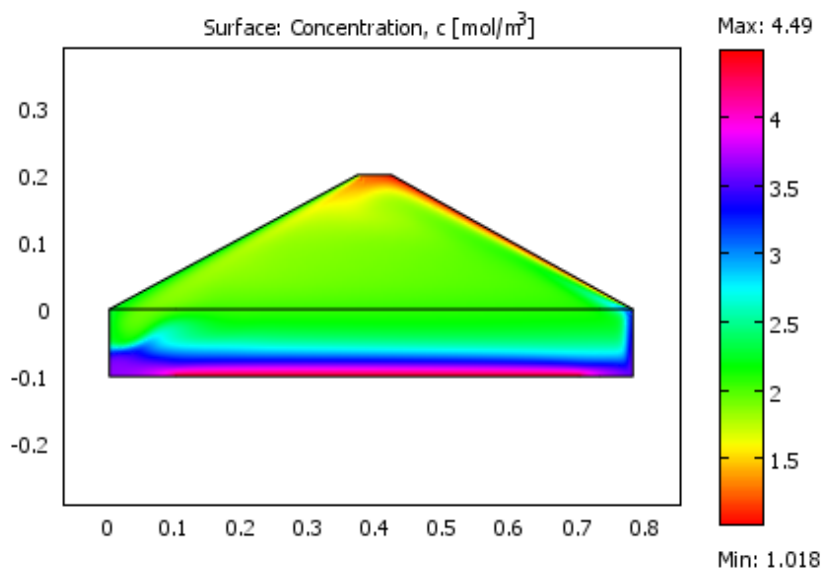


Fig.5.12

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

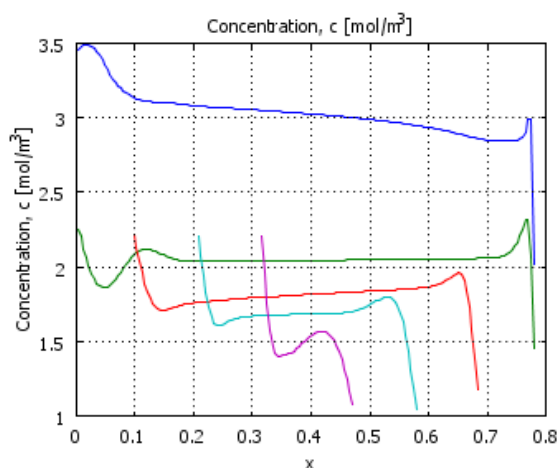


Fig.5.13

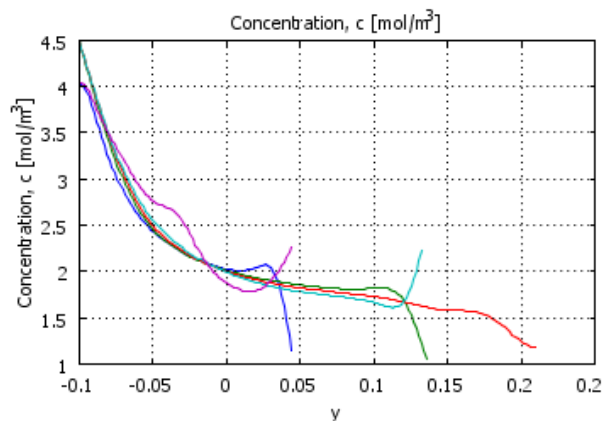


Fig.5.14

Conclusion

Notre modèle peut, donc, s'appliquer à cette cavité ($a/b=0,5$). Cependant, l'application du modèle est tributaire, comme pour la configuration trapézoïdale, du rapport a/b : Plus le rapport est grand plus le champ de vitesse est perturbé, notamment, au dessus de la surface d'évaporation.

A titre d'exemple, nous avons représenté, sur les Fig.5.16, Fig.5.17, Fig.5.18 et Fig.5.19, les champs de vitesses des cas $a/b = 1$ et $a/b = 4$.

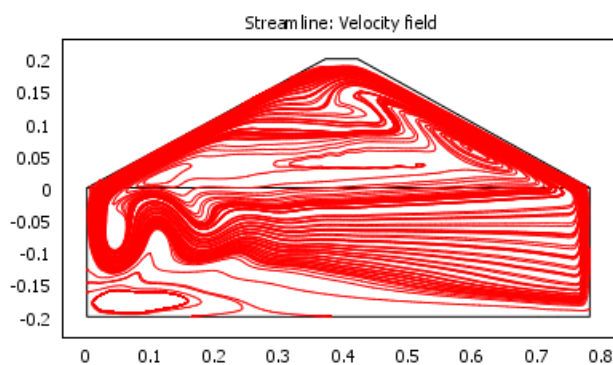


Fig.5.15: $a/b = 1$

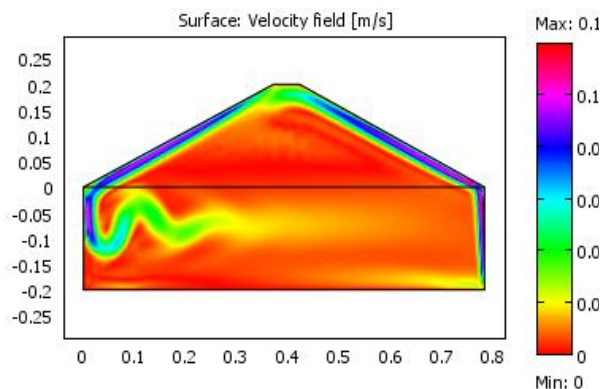


Fig.5.16: $a/b = 1$

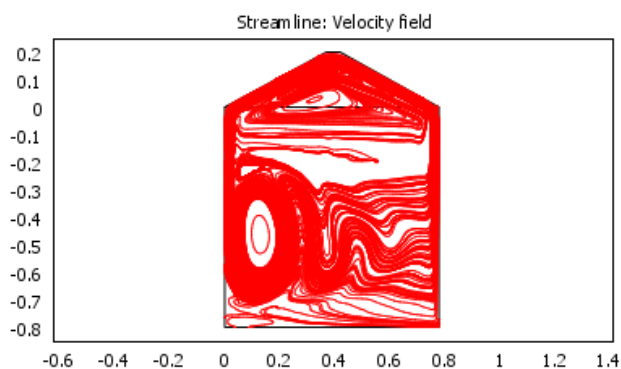


Fig.5.17: $a/b = 4$

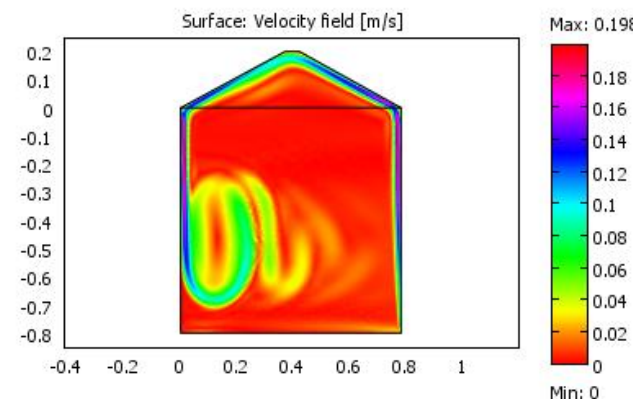


Fig.5.18: $a/b = 4$

5.4 - CAVITE DE FORME RECTANGULAIRE

Nous avons considéré la configuration de la Fig.5.19.

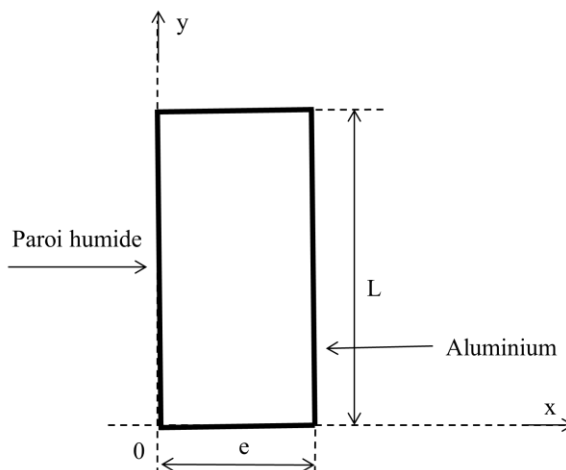


Fig.5.19

La surface mouillée et la plaque d'aluminium sont des parois non adiabatiques. Leur largeur L et leurs températures (supposées uniformes) sont prises, à titre d'exemple, égales, respectivement, à 0,60 m, 322,6 (K) et 308,8 (K). Quant aux parois horizontales, elles sont supposées adiabatiques. La cavité est caractérisée par le rapport L/e . Les conditions initiales sont celles des cas étudiés précédemment. Le système d'équations du chapitre 4 § 3.3.3, régissant l'écoulement de l'air humide dans la cavité, a été résolu de la même façon que précédemment.

Comme la forme du champ de vitesse est déterminante pour affirmer ou infirmer l'existence d'un noyau central, que l'on peut considérer comme stagnant, nous n'avons représenté que les champs de vitesses, en fonction du rapport L/e .

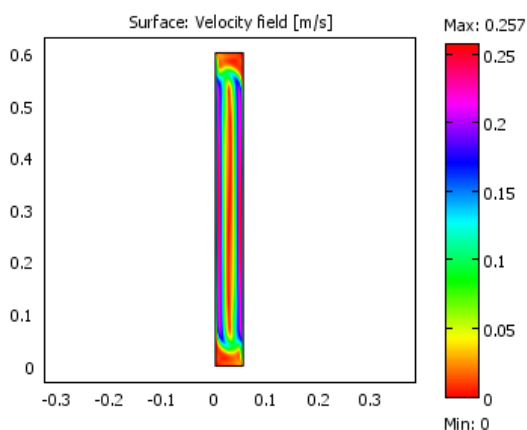


Fig.5.20: $L/e = 11,3$

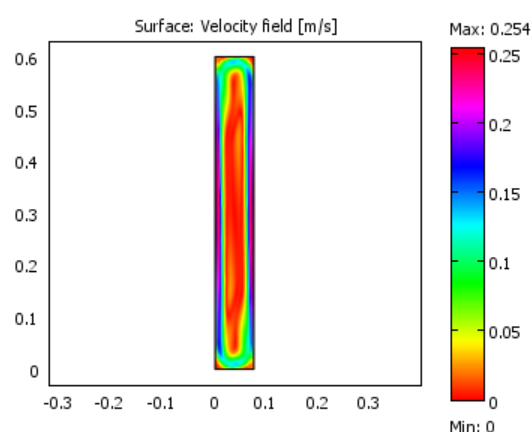


Fig.5.21: $L/e = 9,23$

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

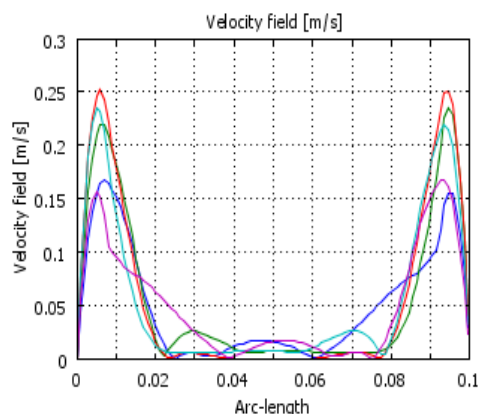


Fig.5.22 : $L/e = 6$

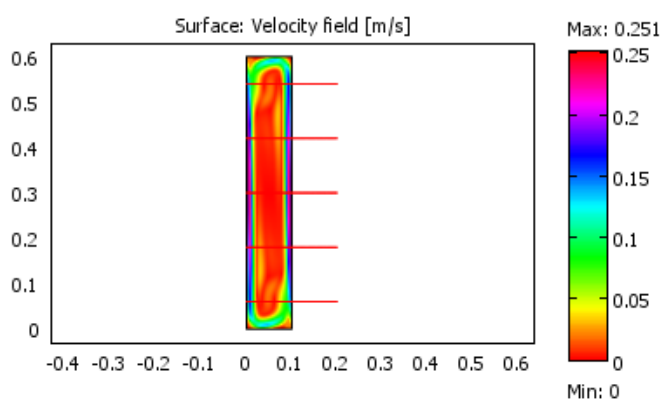


Fig.5.23 : $L/e = 6$

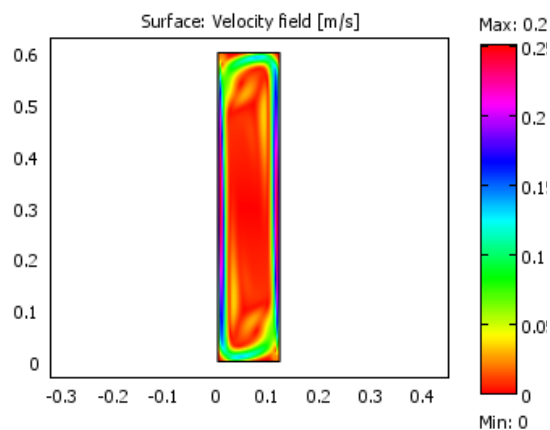


Fig.5.24 : $L/e = 5$

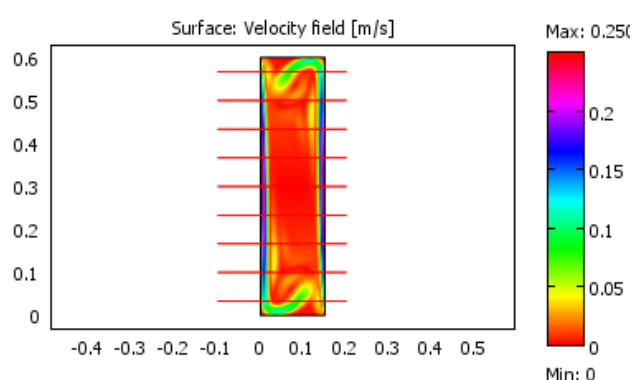


Fig.5.25 : $L/e = 4$

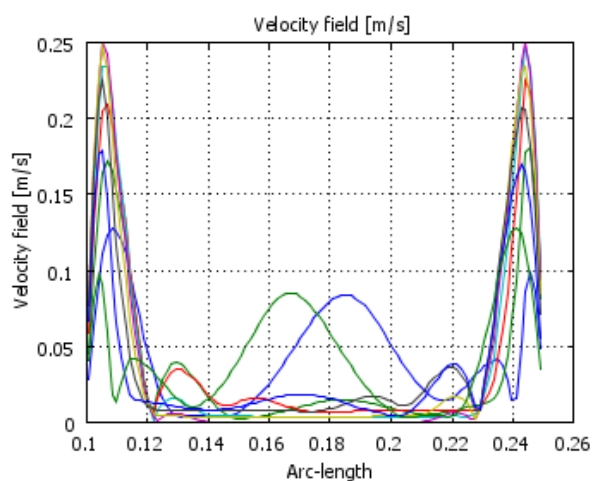


Fig.5.26 : $L/e = 4$

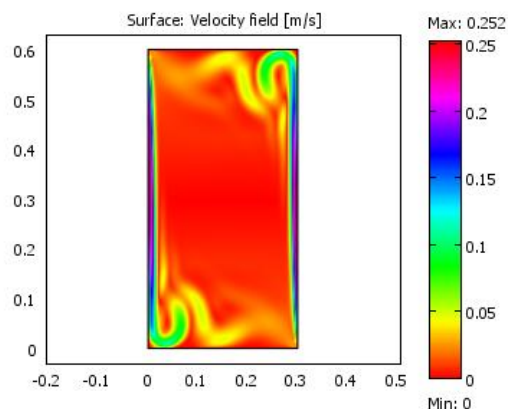


Fig.5.27 : $L/e = 2$

Commentaire:

Les champs de vitesse surface des figures 5.20, 5.21, 5.23 et 5.24 sont semblables. Donc, la forme de leur champ de vitesse le long de leur longueur L est la même que celle représentée sur la Fig.5.22. Sur cette dernière, on voit bien que les vitesses, loin des parois, sont relativement faibles. Par contre, sur les figures 5.25 et 5.27, les champs de vitesse sont de plus en plus déformés par rapport aux précédents, comme le montre la Fig.5.26.

Conclusion : L'approximation du noyau central stagnant est, apparemment, valable pour les cavités dont le rapport L/e est tel que : $4 < L/e \leq 11,3$ environ.

5.5 - CAVITE DE FORME RECTANGULAIRE INCLINEE

Pour ce type de cavité, le champ des vitesses, pour un $\Delta T = T_{\text{face chaude}} - T_{\text{face froide}}$ donné, dépend à la fois de leur allongement, de leur inclinaison α par rapport à l'horizontale et de la position de la face chaude (Face supérieure ou face inférieure). Nous nous sommes intéressés aux inclinaisons, 15° , 30° , 45° et 60° , les plus utilisées dans la pratique.

5.5.1 - Cas où la face chaude est en dessous (Fig.5.28).

Les faces chaude et froide sont des parois non adiabatiques ; leurs températures sont supposées uniformes et valent, respectivement, $322,6 \text{ K}$ et $308,8 \text{ K}$. Quant aux parois de la largeur, sur la section droite de la Fig.5.28, elles sont supposées adiabatiques.

La cavité est caractérisée par le rapport L/e et son angle d'inclinaison α , par rapport à l'horizontale. Les conditions initiales sont :

- **Température :** Les températures des parois de la cavité et de l'air en son intérieur sont égales et valent $294,2 \text{ (K)}$.
- **Vitesse :** à $t=0 \text{ s}$, la vitesse est prise égale à zéro.

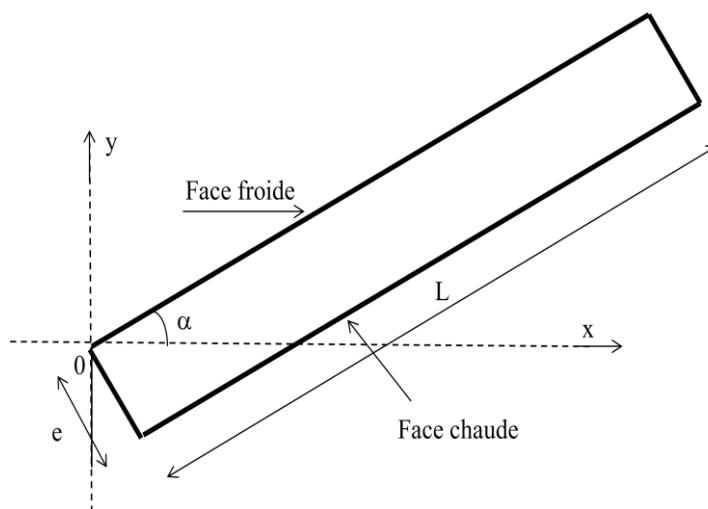


Fig.5.28

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

Les résultats obtenus sont :

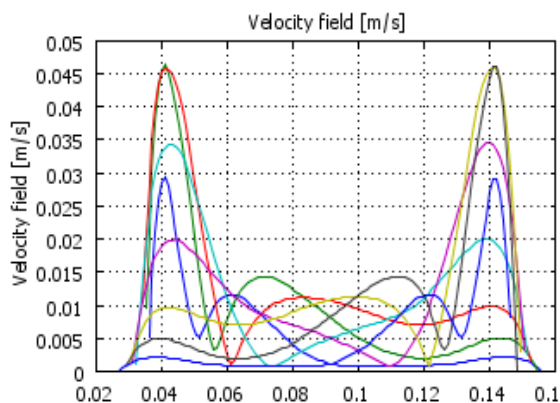


Fig.5.29: ($L/e = 5$, $\alpha = 15^\circ$)

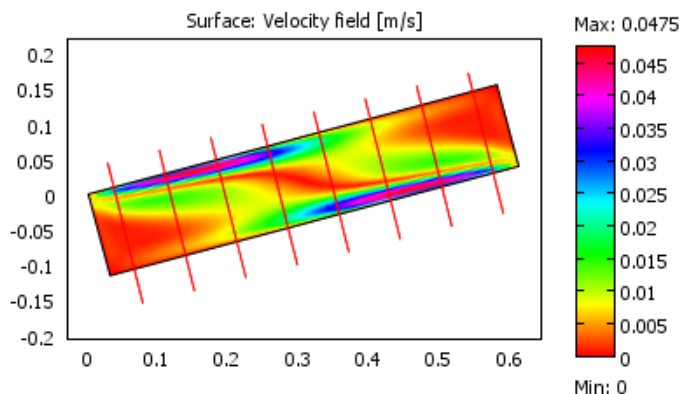


Fig.5.30: ($L/e = 5$, $\alpha = 15^\circ$)

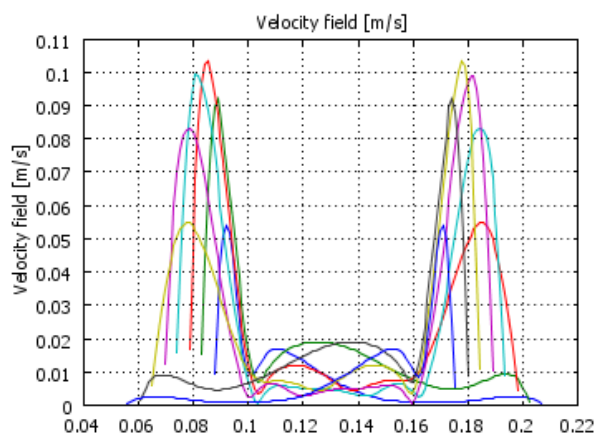


Fig.5.31: ($L/e = 5$, $\alpha = 30^\circ$)

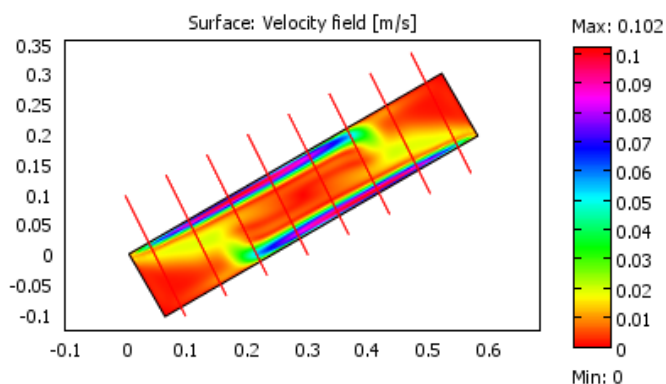


Fig.5.32: ($L/e = 5$, $\alpha = 30^\circ$)

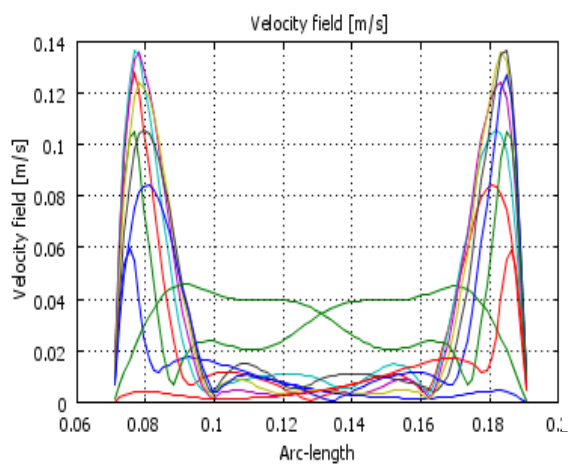


Fig.5.33: ($L/e = 5$, $\alpha = 45^\circ$)

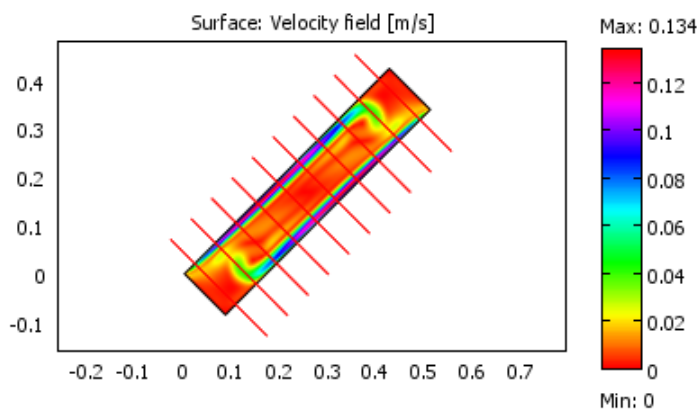


Fig.5.34: ($L/e = 5$, $\alpha = 45^\circ$)

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

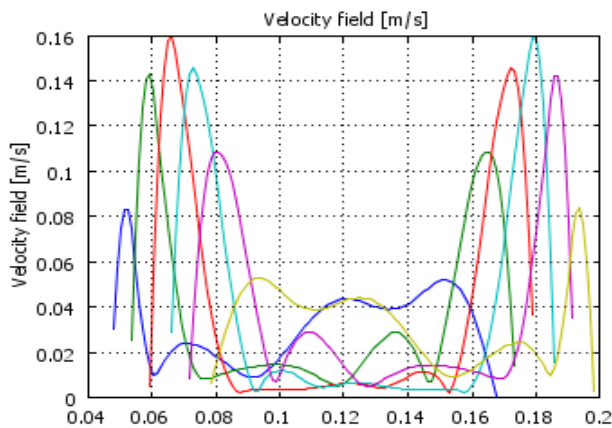


Fig.5.35: ($L/e = 5$, $\alpha = 60^\circ$)

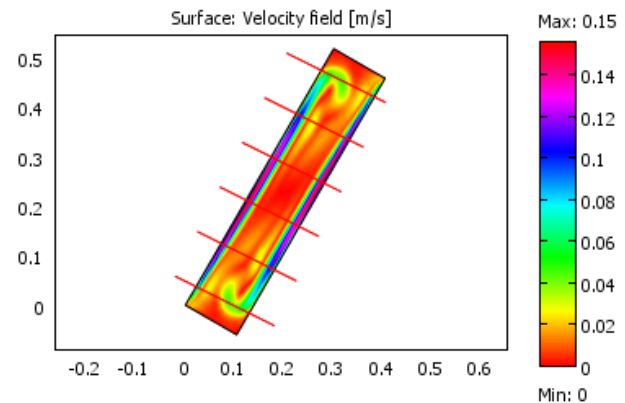


Fig.5.36: ($L/e = 5$, $\alpha = 60^\circ$)

Commentaire:

Sur la Fig.5.30, le champ de vitesse est perturbé. La Fig.5.29 fait apparaître une partie centrale moins mouvante qu'au voisinage des parois, avec des vitesses qui peuvent atteindre 30%, environ, de celles au voisinage des parois. Sur les figures 5.32, 5.34 et 5.36, les champs des vitesses sont également perturbés. Cependant, à l'exception des deux petites aires, où le champ des vitesses est déformé (Aires perturbées $\ll$ Aire totale), le reste est sensiblement uniforme. Les figures 5.31, 5.33 et 5.35 montrent un noyau central peut mouvant dont les vitesses maximales restent inférieures à 10% de la vitesse de l'écoulement principal, pour les configuration ($\alpha = 30^\circ$ et 60°) et 20% pour celle de ($\alpha = 60^\circ$).

Conclusion : L'approximation du noyau central stagnant pourrait s'appliquer aux cavités de caractéristiques : $L/e = 5$ et $30^\circ \leq \alpha \leq 60^\circ$.

5.5.2 - Cas où la face chaude est au dessus fig.5.37.

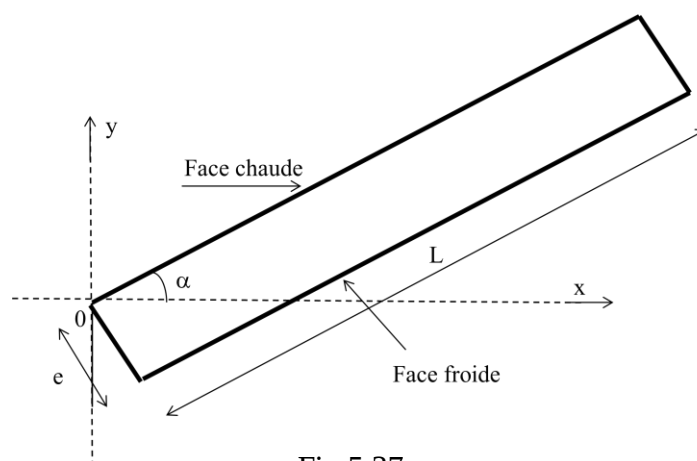


Fig.5.37

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

Les résultats obtenus, dans les mêmes conditions que précédemment, sont :

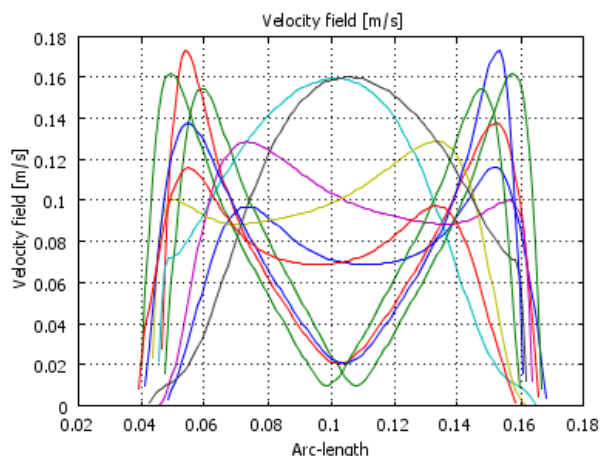


Fig.5.38: $L/e=5$, $\alpha = 15^\circ$

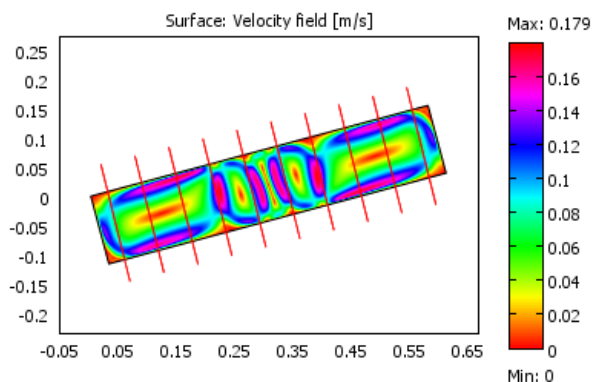


Fig.5.39: $L/e=5$, $\alpha = 15^\circ$

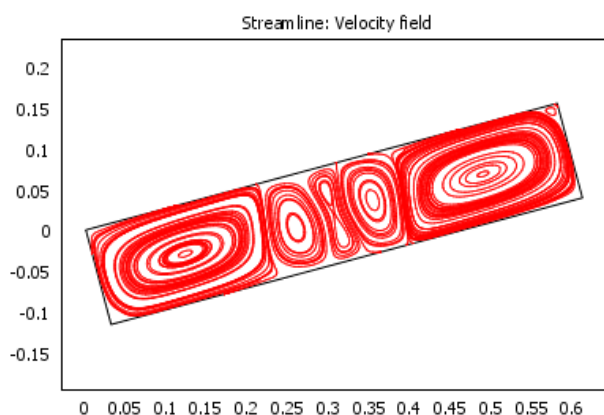


Fig.5.40: $(L/e=5, \alpha = 15^\circ)$

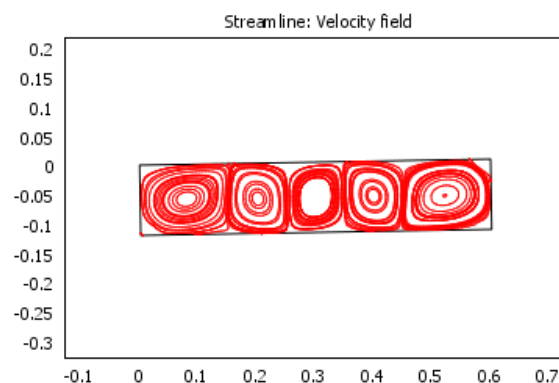


Fig.5.41: $(L/e=5, \alpha = 1^\circ)$

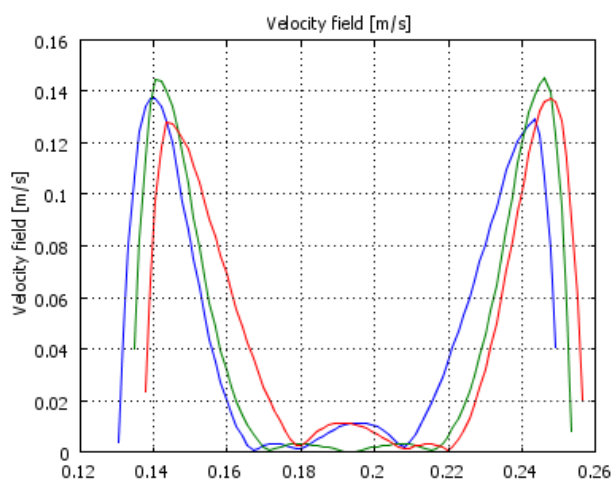


Fig.5.42: $(L/e=5, \alpha = 30^\circ)$

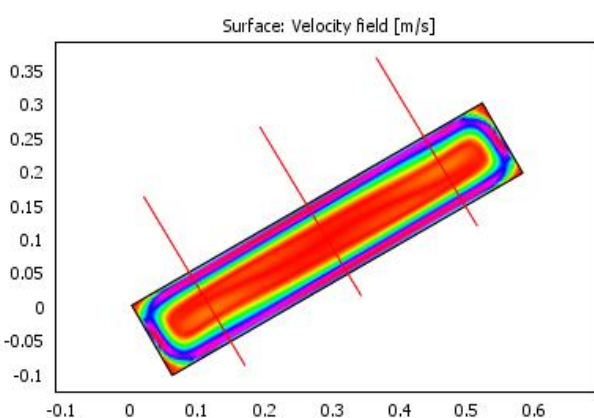


Fig.5.43: $(L/e=5, \alpha = 30^\circ)$

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

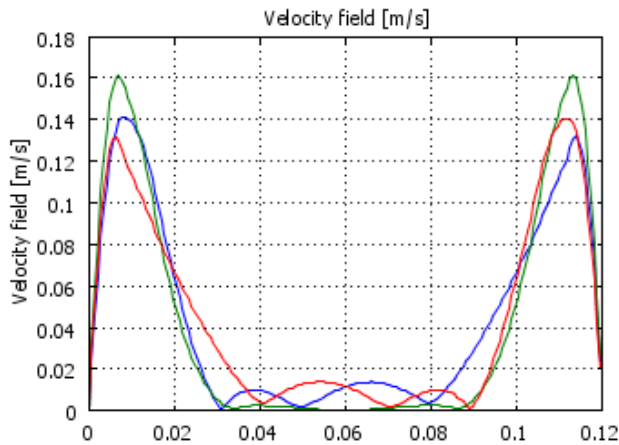


Fig.5.44: ($L/e=5$, $\alpha = 45^\circ$)

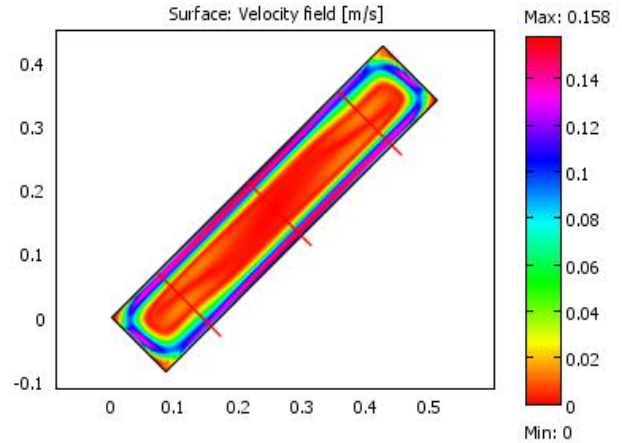


Fig.5.45: ($L/e=5$, $\alpha = 45^\circ$)

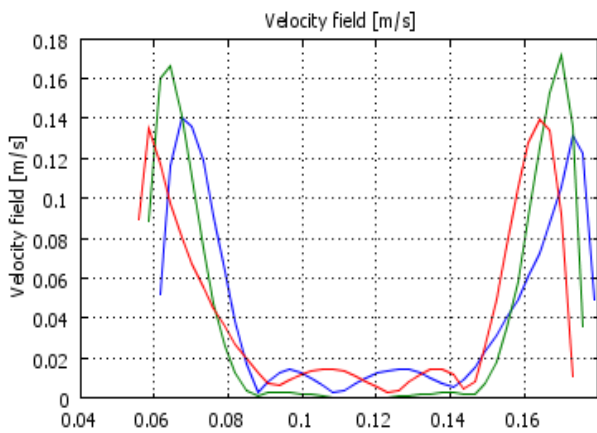


Fig.5.46: ($L/e=5$, $\alpha = 60^\circ$)

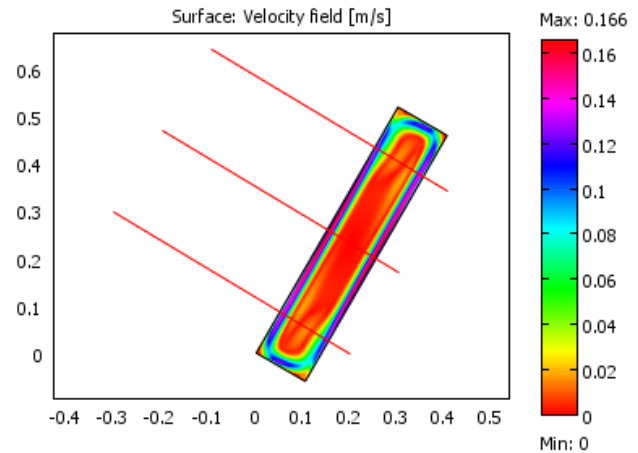


Fig.5.47: ($L/e=5$, $\alpha = 60^\circ$)

Commentaire

Sur la Fig.5.39, le champ des vitesses est fortement perturbé. Il ne peut donc y avoir de noyau central stagnant dans cette configuration comme, on peut le voir, plus clairement, sur les figures. 5.38 à 5.40. La Fig.5.41 montre que la perturbation est d'autant plus importante que l'angle α tend vers 0° . En revanche, sur les figures 5.43, 5.45 et 5.47, les champs des vitesses ne sont pas perturbés et sont semblables ; un noyau central, dont les vitesses restent inférieures à 10% des celles au voisinage des parois, apparaît. En effet, on le voit plus clairement sur les figures 5.42, 5.44 et 5.46.

Conclusion : L'approximation du noyau central stagnant pourrait s'appliquer aux cavités de caractéristiques : $L/e = 5$ et $30^\circ \leq \alpha \leq 60^\circ$.

5.6 – CAVITE TRAPEZOÏDALE DIFFERENTIELLEMENT CHAUFFEE

Pour étudier l'application du modèle pour ce type de cavité, nous avons comparé les champs de vitesses, obtenus avec les mêmes hypothèses de base, les mêmes conditions

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

initiales et le même outil, des deux cavités de même rapport ($a/b = 0,05$) : L'une est différentiellement chauffée (Fig.5.48) et l'autre a deux surfaces de condensation (Fig.5.49), pour laquelle le modèle s'applique.

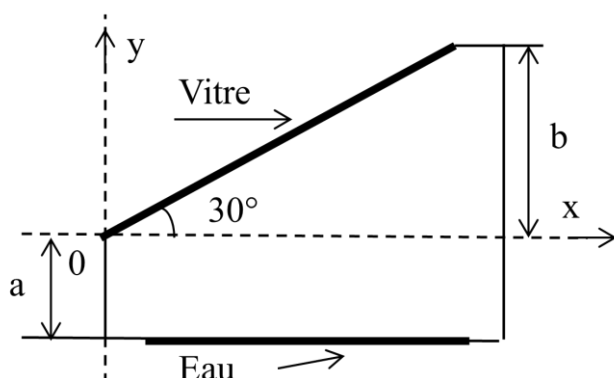


Fig.5.48: ($a/b = 0,05$)

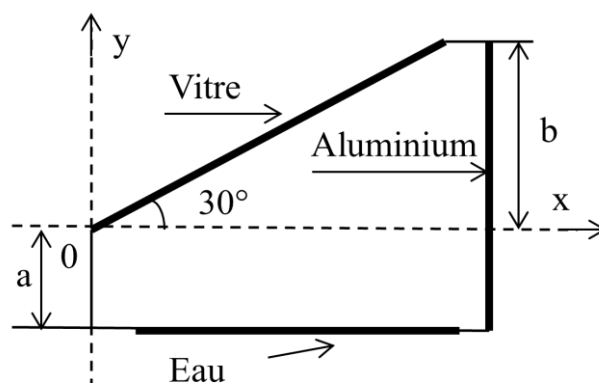


Fig.5.49: ($a/b = 0,05$)

La vitre, la surface libre de l'eau et la plaque d'aluminium sont des parois non adiabatiques dont les températures sont supposées, uniformes et égales, respectivement, à 308.8 (K), 322,6 (K) et 294.2 (K). Les autres parois sont supposées adiabatiques.

Les hypothèses de base, les conditions aux limites et initiales sont celles de la cavité de la Fig.5.49, étudiée précédemment.

Les résultats obtenus sont représentés comme suit: A gauche, ceux de la cavité différentiellement chauffée (Fig.5.48) et à droite ceux de l'autre cavité (Fig.5.49).

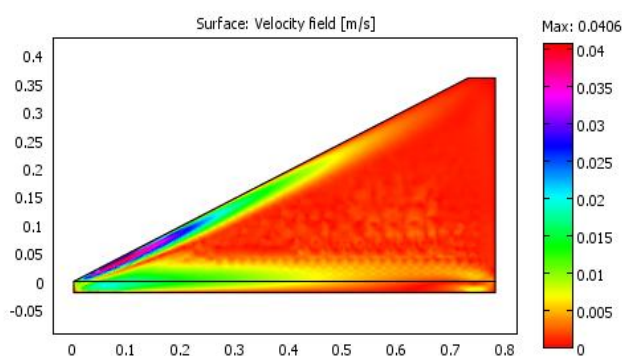


Fig.5.50: ($a/b = 0,05$)

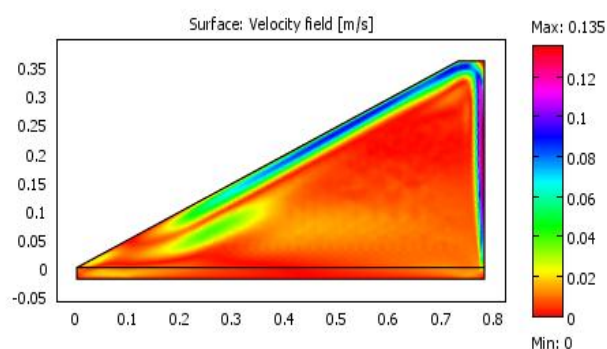


Fig.5.51: ($a/b = 0,05$)

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

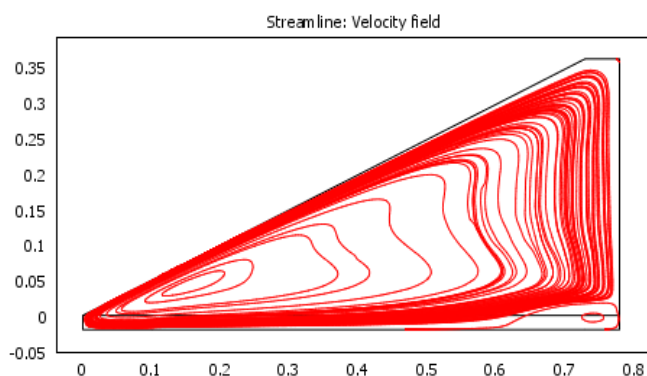


Fig.5.52: ($a/b = 0,05$)

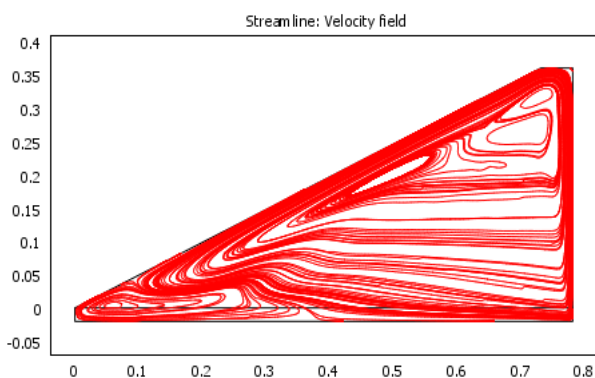


Fig.5.53: ($a/b = 0,05$)

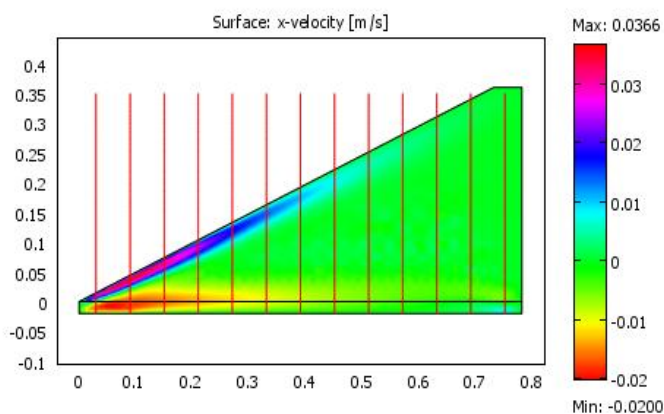


Fig.5.54: ($a/b = 0,05$)

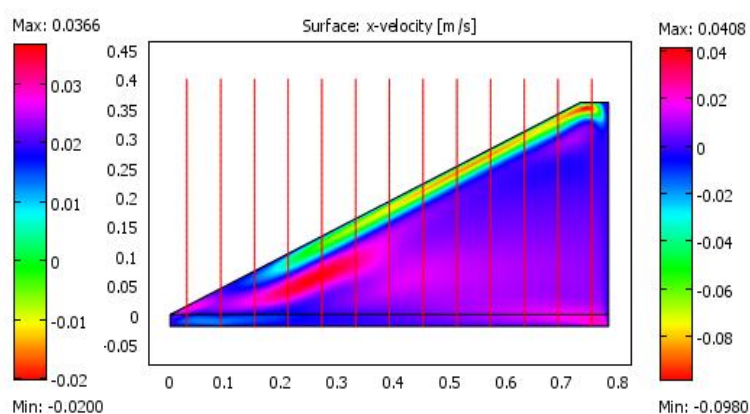


Fig.5.55: ($a/b = 0,05$)

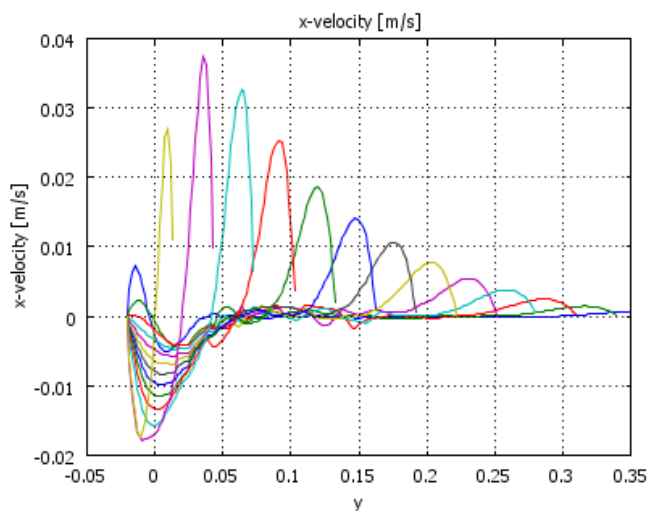


Fig.5.56: ($a/b = 0,05$)

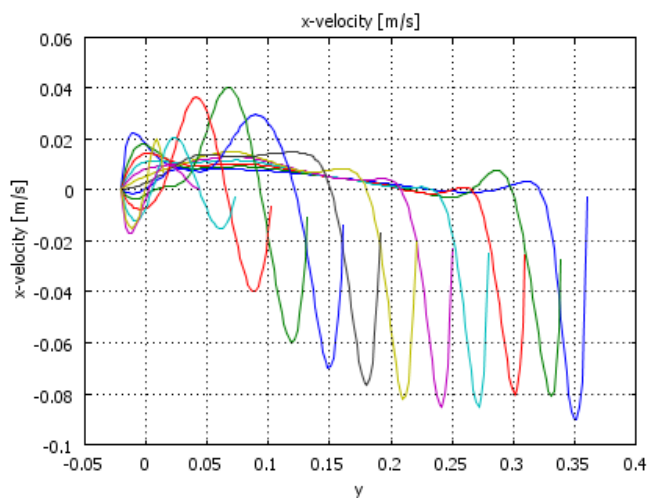


Fig.5.57: ($a/b = 0,05$)

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

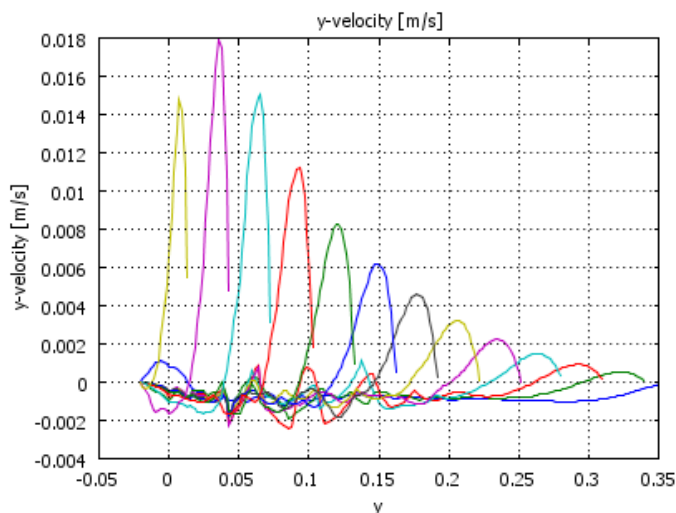


Fig.5.58: ($a/b = 0,05$)

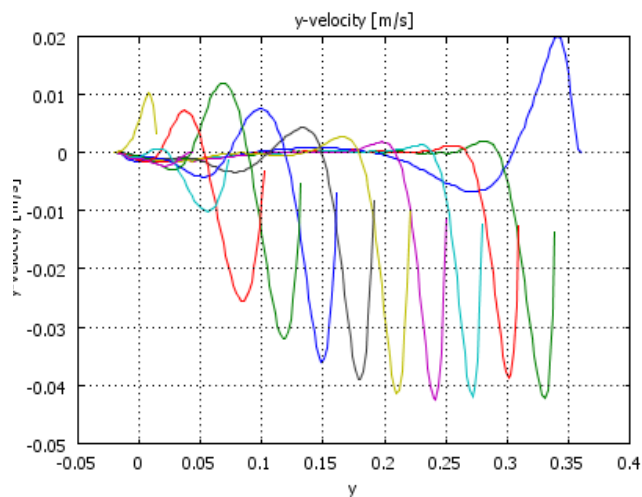


Fig.5.59: ($a/b = 0,05$)

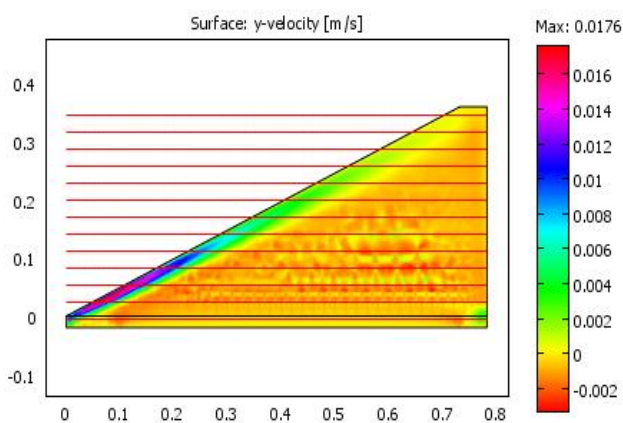


Fig.5.60: ($a/b = 0,05$)

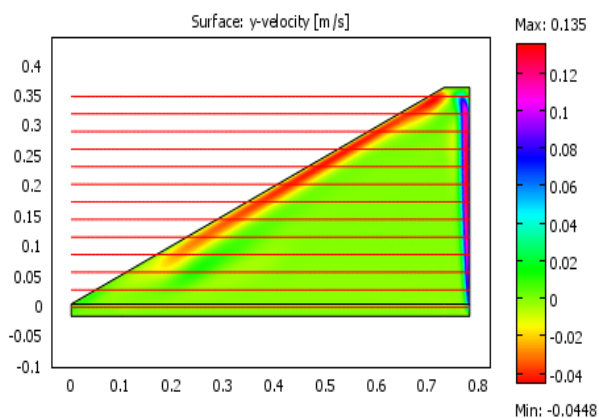


Fig.5.61: ($a/b = 0,05$)

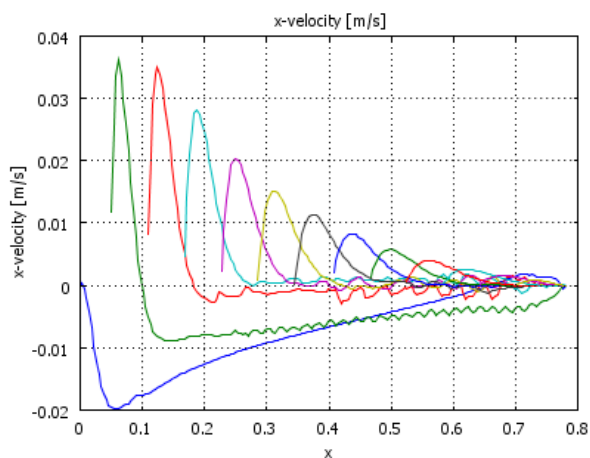


Fig.5.62: ($a/b = 0,05$)

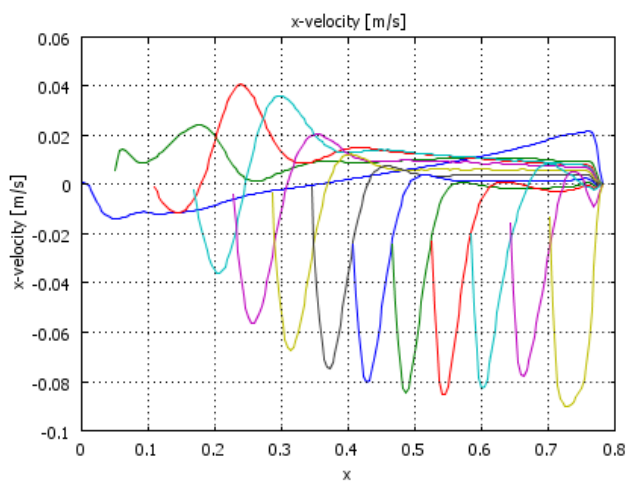


Fig.5.63: ($a/b = 0,05$)

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

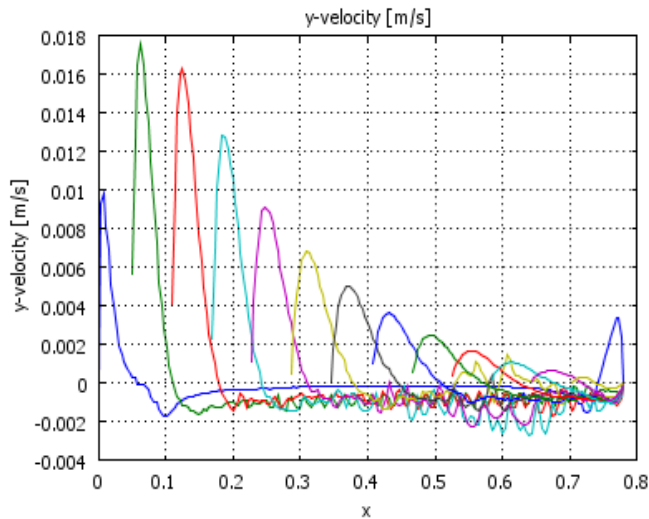


Fig.5.64: ($a/b = 0,05$)

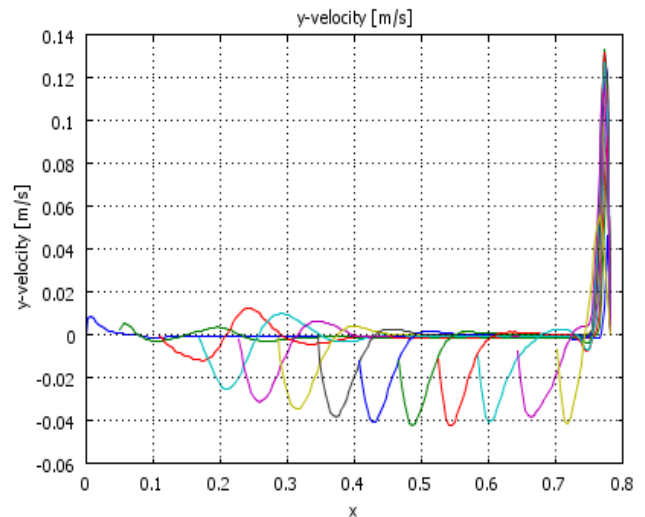


Fig.5.65: ($a/b = 0,05$)

Discussions

Sur les figures 5.50 à 5.53 on peut constater que l'écoulement principal s'effectue près des parois dans les deux configurations.

Les figures 5.56 à 5.57 montrent, que loin des parois et mise à part l'intervalle compris entre $x = 0$ m et $x = 0,2$ m, environ, correspondant à un vortex de faible force, les variations des composantes V_y dans les deux configurations sont quasiment nulles.

Les figures 5.58 à 5.59 montrent que les composantes V_y sont quasiment nulles dans les deux configurations.

Loin des parois et en dehors de l'intervalle $[x=0, x=0,2\text{m}]$, les figures 5.62 et 5.63 montrent que les variations des composantes des vitesses V_x , en fonction de x , sont sensiblement constantes, pour un y donné, et voisines de zéro dans les deux configurations.

Enfin, les figures 5.64 et 5.65 montrent que loin des parois, les variations des composantes V_y , en fonction de x , sont sensiblement nulles dans les deux configurations.

Comme les aires perturbées des sections droites des cavités sont très faibles devant leurs aires, d'une part, et que l'écoulement principal a lieu près des parois non adiabatiques, d'autre part, nous pouvons dire, en première approximation, que les deux cavités trapézoïdales, présentent des noyaux centraux, que l'on peut considérer comme stagnant.

Ainsi, notre modèle s'applique aux cavités trapézoïdale et triangulaire, différentiellement chauffées, sous certaines conditions, notamment la valeur du rapport a/b .

CONCLUSION GENERALE

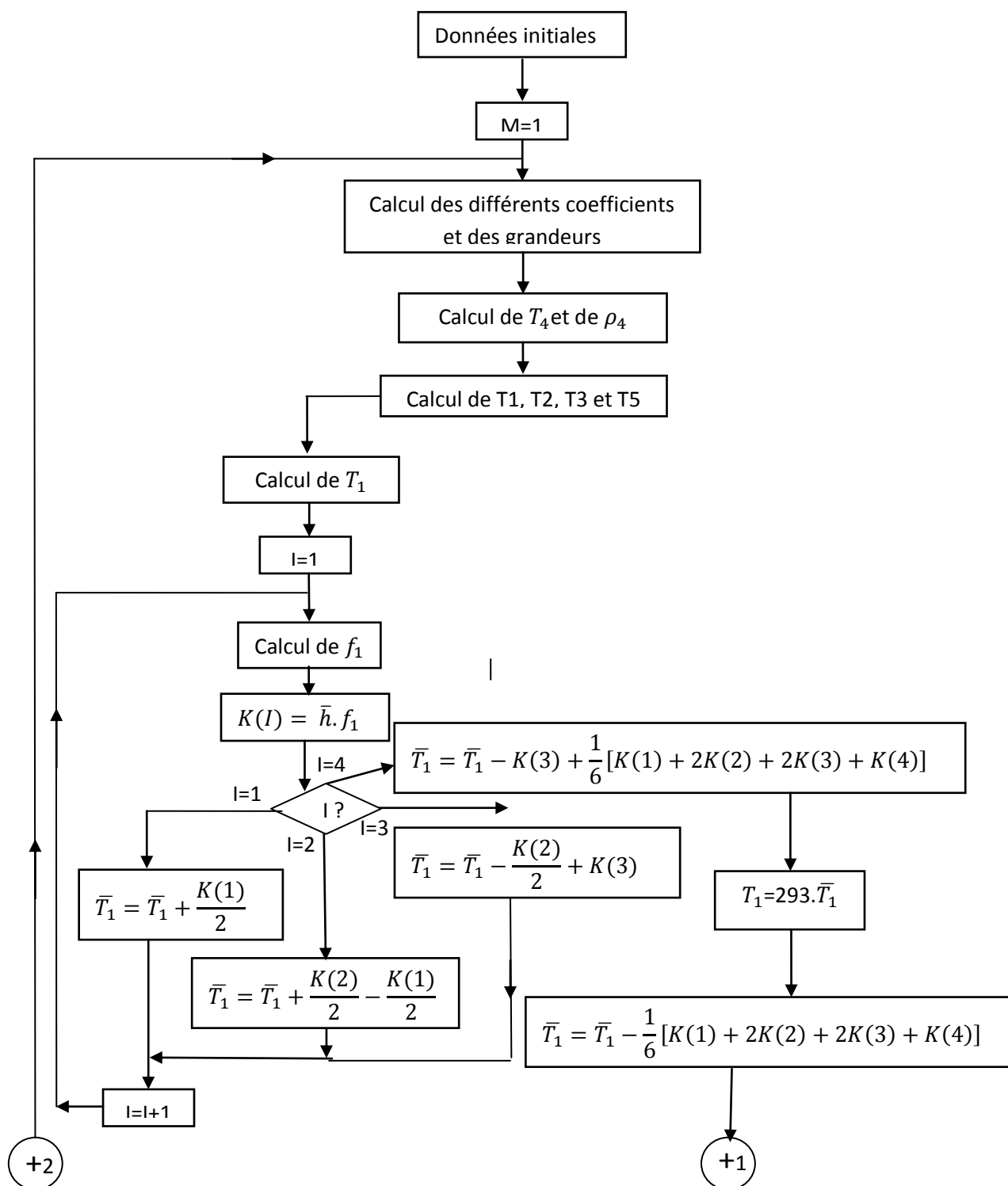
L'objectif de notre travail est, d'une part, l'étude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie et, d'autre part, l'élaboration, éventuellement, d'un modèle applicable aux autres formes de cavités. A notre avis, le travail effectué s'est assez bien rapproché de cet objectif.

En effet, le modèle que nous avons élaboré semble fiable du fait que son application au modèle expérimental (Distillateur trapézoïdal) s'est avéré concluante; les écarts entre les résultats, expérimentaux et numériques, ne sont pas trop importants. Concernant la production globale du distillateur, par exemple, l'écart est inférieur à 7%. Ce modèle, basé sur l'insertion d'une zone stagnante à l'intérieur de la cavité, est indépendant de la forme géométrique de la cavité. Il est donc applicable à toute cavité fermée, fonctionnant à basses températures. En raison des relations corrélées des nombres moyens de Sherwood et de Nusselt que nous avons proposées, seules les cavités constituées de parois non adiabatiques planes sont concernées. Les résultats théoriques obtenus sur ce type de cavités sont assez satisfaisants.

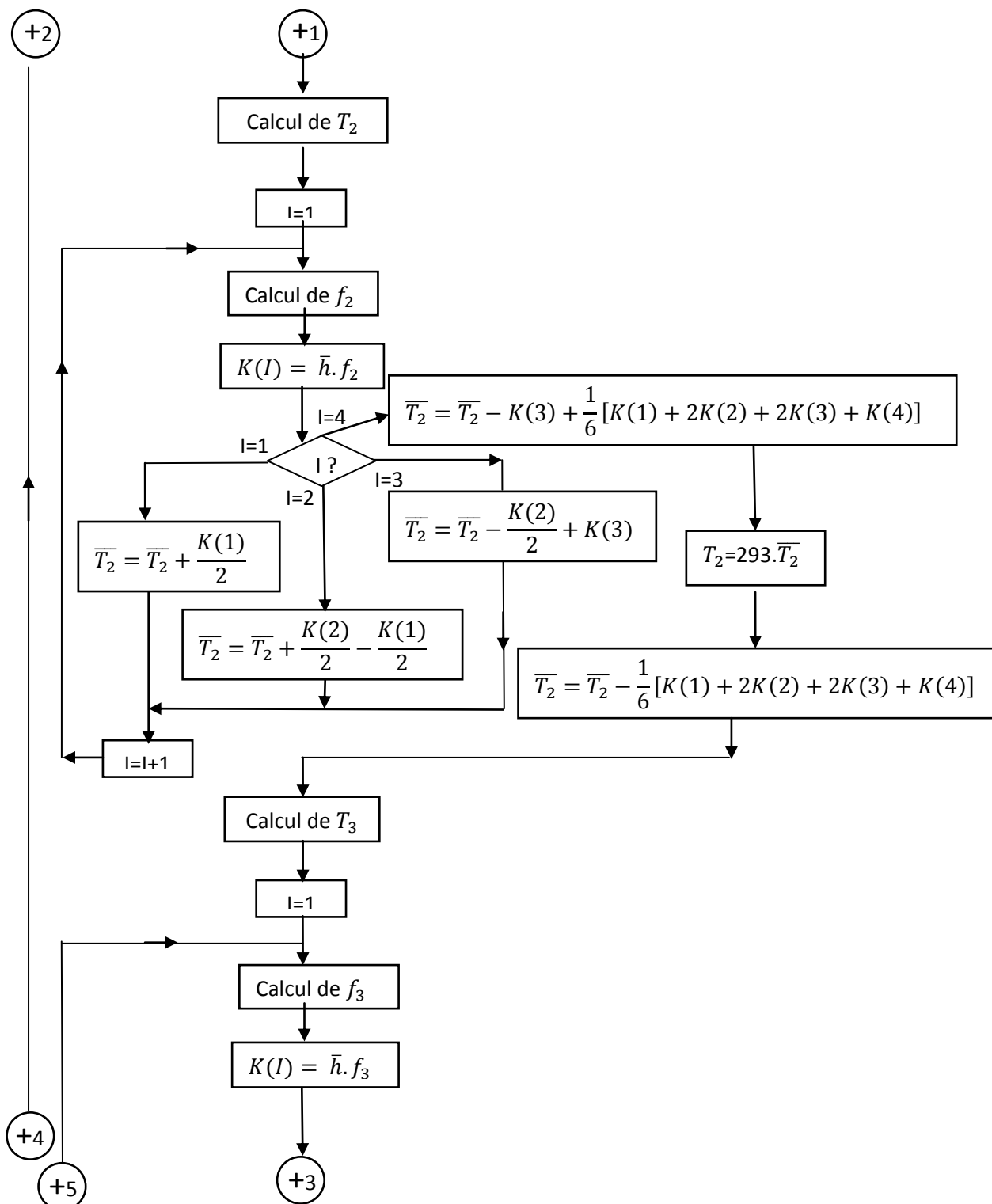
Ce modèle peut alors être utilisé avec intérêt dans beaucoup d'applications: Evaluation des pertes calorifiques par transfert de chaleur (Panneaux et chauffe eau solaire) ou par transfert simultané de chaleur et de masse (Distillation, séchoir et serre solaire), entre autres. Néanmoins, nous pensons qu'il peut être affiné, notamment, du côté de la vitre et de la zone stagnante où l'on a supposé leurs températures uniformes.

ANNEXE – 1

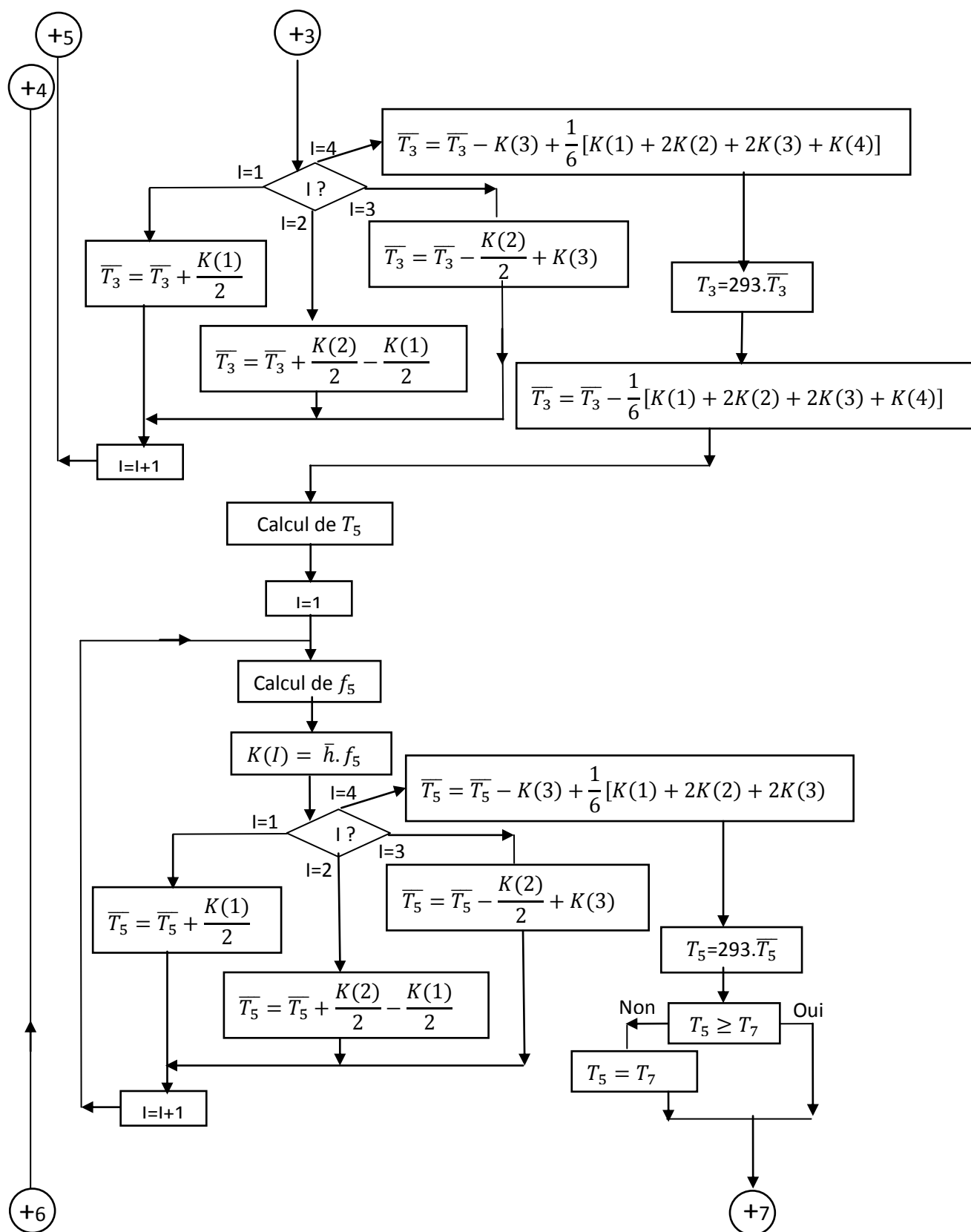
ALGORITHME DE RESOLUTION



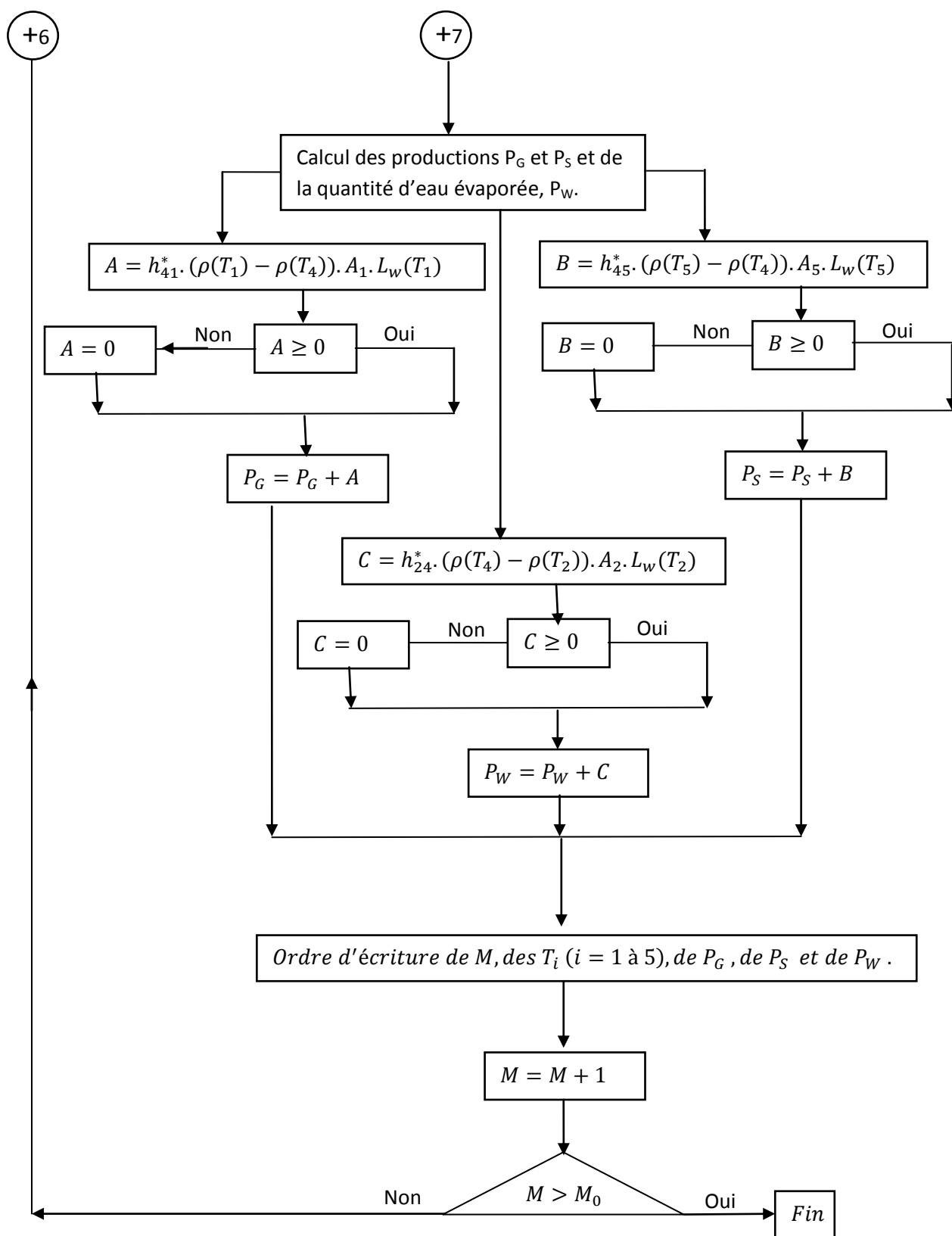
Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie



Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie



**Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale
dont l'une des parois est refroidie**



ANNEXE – 2

**NOTIONS DE BASE SUR LE TRANSFERT DE MASSE EN
CONVECTION NATURELLE**

1- Convection naturelle

La convection naturelle est le phénomène de transfert de chaleur entre un solide et un fluide, en contact et de températures différentes. Leur contact entraîne une diffusion de la chaleur de l'un vers l'autre et engendre des gradients de température dans le fluide ; ces derniers induisent des gradients de masse volumique dans le fluide qui provoquent son mouvement (écoulement), sous l'action de la poussée d'Archimède.

2 - Transfert de masse en convection naturelle

Le transfert de masse en convection naturelle concerne les fluides contenant des solutés (solutions). Les gradients de température dans ces fluides, dus à la convection naturelle, induisent des gradients de masse volumique et de concentrations. Ces derniers entraînent la migration, par diffusion massique et par convection naturelle, de la matière dans ces fluides. D'où le transfert de masse. En convection naturelle, dans les fluides contenant des solutés, les équations de transport de chaleur, de quantité de mouvement et de masse sont, donc, couplées.

ANNEXE – 3

PROPRIETES PHYSIQUES DE L'AIR

1- GENERALITES

1.1 - L'atmosphère terrestre

L'atmosphère terrestre près de la surface du globe est un mélange de gaz et de particules solides ou liquides. L'air sec est composé d'environ 78 % d'azote, de 21 % d'oxygène et de 1% de gaz rares. Par ailleurs, l'air ambiant contient une certaine quantité de vapeur d'eau (de 0 à 6 %) mélangé à l'air sec. La vapeur d'eau est fréquemment oubliée de la liste des gaz qui composent l'air ambiant.

1.2 – L'air sec

L'air sec est un mélange de gaz contenant principalement de l'azote, de l'oxygène, de l'argon, du gaz carbonique et, en faible quantité, un certain nombre d'autres gaz (néon, hélium, krypton, hydrogène, etc.). Les proportions de ces différents gaz, tout en variant légèrement en fonction du temps et du lieu, peuvent être considérées en première approximation comme constantes (air de référence).

1.3 – L'air humide

L'air humide est un mélange en proportions variables d'air sec et de vapeur d'eau. Il est à noter que la vapeur d'eau étant de l'eau à l'état gazeux, la présence d'eau sous forme liquide en suspension (brouillard) n'intervient pas dans la notion d'air humide.

1.4 – Pression partielle de la vapeur d'eau dans l'air

Dans le mélange de gaz que constitue l'air humide, la pression partielle de la vapeur d'eau est, par définition, la pression qu'aurait la vapeur d'eau si elle occupait à elle seule tout le volume du mélange.

1.5 - Humidité spécifique (ou humidité massique)

L'humidité spécifique est le rapport de la masse de vapeur d'eau sur la masse d'air sec avec laquelle la vapeur est associée dans l'air humide. Ce rapport s'exprime en kg de vapeur d'eau par kg d'air sec.

1.6 Humidité absolue (ou humidité volumique)

L'humidité absolue de l'air est définie comme étant la masse de vapeur d'eau contenue dans un volume de 1 m^3 d'air. Elle est exprimée en kg/m^3 et s'identifie, de ce fait, à la masse volumique de la vapeur d'eau dans l'air.

1.7 - Air saturé

L'air saturé correspond à un air humide, à une température et à une pression données, dont la quantité de vapeur d'eau est telle que toute quantité d'eau supplémentaire ne peut apparaître que sous forme liquide ou solide.

1.8 Température de rosée

Lorsque l'on refroidit l'air humide en maintenant le rapport de mélange constant, on atteint l'état de saturation pour une température appelée température de rosée, lorsque celle-ci est supérieure à 0°C , ou température de gelée, lorsqu'elle est inférieure à 0°C .

La température de rosée ou de gelée est la température pour laquelle la pression partielle de la vapeur dans l'air humide est égale à la pression de vapeur saturante.

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

1. 9 Pression de vapeur saturante

La pression de vapeur saturante est la pression de vapeur dans un état d'équilibre indifférent avec une surface plane d'eau liquide ou de glace à la même température et à la même pression. Au-delà de cette valeur, il y a condensation.

La pression de vapeur saturante s'exprime généralement en pascal et ne dépend que de la température.

1.10 - Humidité relative

L'humidité relative est le rapport entre l'humidité absolue et sa valeur à la saturation à la même température. Il s'agit du rapport entre la pression partielle de vapeur d'eau et la pression de vapeur saturante à la même température. Elle s'exprime, en général, en pourcentage.

1.11 - Pression totale

Dans un mélange de gaz parfaits, la pression totale est la somme des pressions partielles des constituants du mélange (relation de Dalton). En considérant l'air humide comme le mélange d'air sec et de vapeur d'eau, et en supposant que ces deux gaz suivent le comportement d'un gaz parfait, on peut écrire que la pression totale (P) de l'air humide est la somme de la pression partielle de la vapeur d'eau (P_v) et de la pression partielle de l'air sec (P_a) :

$$P = P_a + P_v$$

1.12 – Concentration

Dans un mélange de gaz que constitue l'air humide, la concentration (C) de la vapeur d'eau est définie comme étant la masse de la vapeur d'eau (m_v) contenue dans le mélange par la masse du mélange ($m_v + m_{as}$). m_{as} étant la masse d'air sec contenue dans le mélange.

$$C = \frac{m_v}{m_v + m_{as}} = \frac{\rho_v}{\rho_v + \rho_{as}} = \frac{0,622}{\frac{P}{P_v} - 0,378}$$

2- PROPRIETES PHYSIQUES

2.1 - DE L'AIR SEC :

- **Masse volumique** : Elle est donnée par la relation [1] où, ρ est en (Kg/m^3) et T en (K) .

$$\rho = 1,293 \cdot \frac{273}{T} \quad [1]$$

- **Viscosité cinématique** : Elle est donnée par la relation [2] où, η est en ($P_a \cdot s$) et T en (K) .

$$\eta = 69,45478 \cdot 10^{-9} + 7,43151 \cdot 10^{-8} \cdot T - 4,2302 \cdot 10^{-11} T^2 \quad [2]$$

- **Chaleur spécifique** : Elle est donnée par la relation [3] où, C_p est en ($J/Kg \cdot K$) et T en (K) .

$$C_p = 1046,83464 - 0,36093 \cdot T + 8,82619 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 - 4,5479 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 \quad [3]$$

- **Conductivité thermique** : Elle est donnée par la relation [4] où, λ est en ($W/m \cdot K$) et T en (K) .

Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

$$\lambda = 0,0015 + 1,0689610^{-4} \cdot T - 4,73063 \cdot 10^{-8} \cdot T^2 \quad [4]$$

- **Masse molaire :**

$$\text{Elle vaut } M_a = 28,96 \text{ (Kg/Kmol)} \quad [6]$$

2.2 - DE L'AIR HUMIDE:

2.2.1- Masse volumique

- **De l'air humide saturé:** Elle est donnée par la relation [7] où, ρ est en (Kg/m³) et T en (K).

$$\rho(T) = 1,289 - 0,0048 \cdot (T - 273) \quad [7]$$

- **De l'air humide non saturé:**

Elle est donnée par la relation [7] où, ρ est en (Kg/m³), T en (K), P en (atm) et P_v en (atm). P et P_v sont, respectivement, la pression totale et la pression de la vapeur d'eau.

$$\rho(P, T) = \frac{P}{287,1 \cdot T} - 1,3210^{-3} \cdot \frac{P_v}{T} \quad [8]$$

2.2.2- Vapeur d'eau

- **Pression de vapeur saturante :**

$$P_{vs} = 611,21 \cdot \exp\left(17,5043 \cdot \frac{(T - 273,15)}{T - 31,95}\right)$$

Où P_{vs} est en (Pa) et T en (K).

- **Masse molaire :**

$$M_v = 18,016 \text{ (Kg/Kmol)}$$

- **Coefficient de diffusion dans l'air :**

$$D \text{ (m}^2\text{/s)} = (2,226 \cdot 10^{-5} / P) \cdot ((T + 273) / 273)^{1,81} \quad T \text{ en (}^\circ\text{C)} \text{ et } P \text{ en (atm)}$$

- **Chaleur latente de changement de phase (évaporation – condensation)**

$$L = 22,6 \cdot 10^5 \text{ (J/Kg)}$$

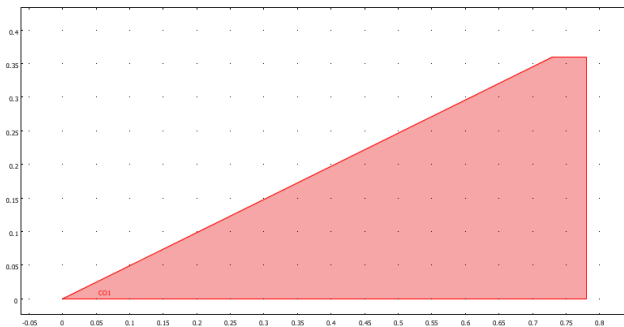
Etude du transfert simultané de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale dont l'une des parois est refroidie

ANNEXE - 4

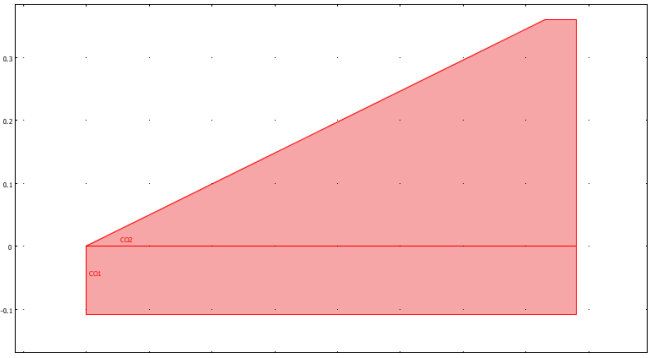
PRINCIPAUX POINTS DU RAPPORT COMSOL MULTIPHYSICS

Geometry:

- Number of geometries: 1
- Space dimensions: 2D
- Number of geometries: 2
- Space dimensions: 2D

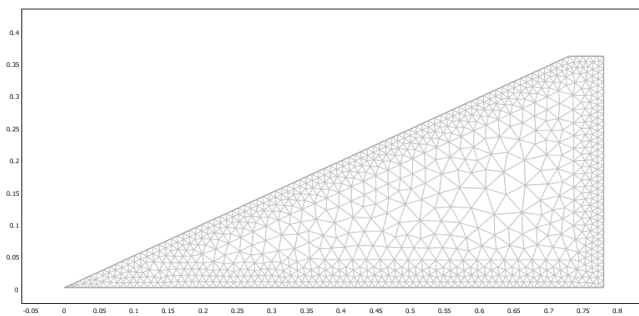


Configuration triangulaire

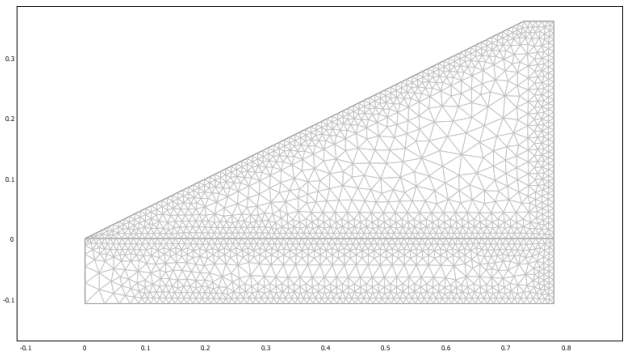


Configuration trapézoïdale

Mesh



Configuration triangulaire



Configuration trapézoïdale

Applications mode : Incompressible Navier-Stokes (chns), convection and conduction (chcc) and convection and diffusion (chcd).

Solver Settings: Direct (UMFPACK)

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] - I. Gindel, 1965. Irrigation of plants with atmospheric water within the desert. *Nature* 207:1173-5.
- [2] - German Frick, Julio Hirschmann :Theory and experience with solar stills in Chile. *Solar Energy, Volume 14, Issue 4, March 1973, Pages 405-412, IN1,413*
- [3] - Cyril Gomela : La soif du monde et le dessalement des eaux. P.U.F, 1966
- [4] - Achilov Vardiashevili : Comparative tests on large solar stills in the fields of Kzyl-kum in the USBEK SSR, *Geliotechnika* vol.7, n°5, pp 86-89, 1971.
- [5] D.A. Saville, S.W. Churchill: Simultaneous heat and mass transfer in free convection boundary layers. *Fluid Mech.* 29, p 391, 1967
- [6] B. Gebhart, L. Pera: The nature of natural convection flows resulting from the combined buoyancy effect of thermal and mass diffusion. *Int. J. Heat mass transfer* 14, pp 2025-2050, 1971
- [7] GN. Tiwari , A. Minocha , PB. Sharma, M . Emran Khan: Simulation of convective mass transfer in a solar distillation process. *Energy Conversion Manage* 1997;38:761–70.
- [8] M.Boussaid, A. Mezenner, M. Bouhadeb : Convection naturelle de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale. *International Journal of Thermal Sciences*, Volume 38 l 1999
- [9] DJ. Reynolds. Morrison: An experimental and computational study of the heat loss characteristics of a trapezoidal cavity absorber. *Sol Energy* 2004;76: 229–34.
- [10] S. Kumar: Natural convective heat transfer in trapezoidal enclosure of boxtype . *Solar cooker, Renewable Energy*, 29 (2) (2004), pp 211–222.
- [11] Natarajan , Basak Tanmay,S. Roy: Natural convection flows in a trapezoidal enclosure with uniform and non-uniform heating of bottom wall. *Int J Heat Mass Trans* 2008;51(3–4):747–56.
- [12] Prabal Talukdar , Conrad R. Iskra, Carey J. Simonson E: Combined heat and mass transfer for laminar flow of moist air in a 3D rectangular duct: CFD simulation and validation with experimental data.
- [13] E. Papanicolaou, V. Belessiotis, Double-diffusive natural convection in an asymmetric trapezoidal enclosure: unsteady behavior in the laminar and the turbulent-flow regime, *Int. J. Heat Mass Transf.* 48 (2005) 191–209.
- [14] R. Tripathi, G.N. Tiwari: Effect of water depth on internal heat and mass transfer for active solar distillation. *Desalination* 173 (2005) 187-200.
- [15] Anil Kr. Tiwari et G.N. Tiwari: Effect of the condensing cover's slope on internal heat and mass transfer in distillation: an indoor simulation. *Desalination* 180 (2005) 73-88.
- [16] Georges O.G-Löf. Application of theoretical principles in improving the performance of basin-type solar distillers. *Solar Energy*. Vol.12, pp547-549; 1969.
- [17] Wilcox W.R : Simultaneous heat and mass transfer in free convection. *Chem. Engng. Sci.* 13, pp 113-119, 1961
- [18] W.H. McAdams, *Heat Transmission*, McGraw Hill, New York, 1954.
- [19] M.S. Sodha, Ashvini – Kumar, A. Srivastava and Tiwari : Thermal performance of still on roof system. *Solar Energy Conversion*. Vol.20, pp181-190; 1980.
- [20] E.M. Sparrow, R.D. Cess, *Radiation heat transfer*, augmented edition, McGraw-Hill book, Company, 1988.