

Ministère de l'enseignement Supérieur et de la recherche Scientifique
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Badji Mokhtar Annaba University
Université Badji Mokhtar – Annaba
Faculté de Technologie



جامعة باجي مختار – عنابة

كلية التكنولوجيا

Département de Génie Mécanique

قسم الهندسة الميكانيكية

Thèse

Présentée pour obtenir le diplôme de

Doctorat

Spécialité : Energétique et développement durable

Filière : Génie mécanique

Par :

MEKAHLIA Alaeddine

Thème :

Étude de la convection naturelle dans une cavité remplie d'air différenciellement chauffée par le bas Application au cas du capteur solaire plan

Thèse soutenue le 05 / 09 / 2022 devant le jury composé de :

N°	Nom et prénom	Grade	Etablissement	Qualité
01	NEMOUCHI Zoubir	Prof.	Université des frères Mentouri - Constantine	Président
02	BOUMARAF Latra	Prof.	Université Badji Mokhtar - Annaba	Rapporteur
03	ABID Chérifa	Prof.	Aix Marseille Université	Co-rapporteur
04	SARI Mouhamed Rafik	Prof.	Université Badji Mokhtar - Annaba	Examineur
05	DIB Amar	Dr.	Université Badji Mokhtar - Annaba	Examineur
06	MDOUKI Ramzi	Prof.	Université de Larbi Tebessi - Tébessa	Invité

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

"دراسة الحمل الحراري الطبيعي في تجويف مملوء بالهواء مسخن من الأسفل - تطبيق على حالة مجمع شمسي طبيعي"

الملخص:

الهدف من هذا العمل هو دراسة بعض التقنيات لخفض الضياعات الحرارية عن طريق الحمل الحراري الطبيعي في الفراغ الهوائي بين الماص والزجاج من أجل زيادة الكفاءة الحرارية لمجمع شمسي مسطح. لهذا الغرض، تم تطوير محاكاة عددية ثنائية وثلاثية الأبعاد للتدفق ونقل الطاقة في تجويف متوازي مائل يمثل الفراغ الهوائي للمجمع الشمسي باستخدام برنامج ANSYS Fluent. تعتمد التقنية الأولى على تحسين التبادل الحراري في الفراغ الهوائي. أظهرت النتائج التي تم الحصول عليها في الهيئة ثنائية الأبعاد وجود قيمة مثلى لسماك الفراغ الهوائي مما يسمح بتقليل خسائر الحمل الحراري في مقدمة مجمع الطاقة الشمسية المسطح أحادي الغطاء الزجاجي. أظهرت النتائج أيضا التأثير الكبير للتبادل الإشعاعي بين الماص والغطاء الزجاجي على شدة هذه الخسائر. من جهة أخرى، بينت نتائج الدراسة ثلاثية الأبعاد أنه في هذه الحالة يكون تطور الجريان أقرب للحقيقي منه في الهيئة ثنائية الأبعاد وبالتالي، توافق أفضل للنتائج العددية مع النتائج التجريبية. تتعلق التقنية الثانية بتأثير غطاء زجاجي ثاني يتم إدخاله في منتصف فجوة الهواء. في حالة عدم مراعاة التبادل الحراري بالإشعاع داخل المجمع الشمسي، تظهر نتائج هذه الدراسة لمختلف قياسات سمك الفجوة الهوائية أن الغطاء الثاني يؤدي إلى زيادة درجة حرارة الماص بنسبة 17% مقارنة بمجمع أحادي الغطاء الزجاجي وأن سمك الغطاء الثاني ليس له تأثير ملموس. من جهة أخرى، عند أخذ الإشعاع الحراري بعين الاعتبار بينت النتائج ان استعمال غطاء ثاني يعمل على خفض الضياعات الحرارية الكلية عند مقدمة المجمع بنسبة 26% كقيمة متوسطة لمختلف الحالات المدروسة. أيضا، بينت النتائج أن في حالة استعمال غطاء ثاني فإن أفضل سمك لفجوة الهواء يكون 8 مم. التقنية الثالثة التي تمت دراستها في الهيئة ثنائية البعد هي تقنية أقراس العسل. توضح النتائج التي تم الحصول عليها أن هذه الأخيرة يمكن أن تؤدي إلى خفض أو زيادة الخسائر وذلك اعتماداً على عدد الأقسام وطولها وكذلك شدة الطاقة المفروضة على الماص. بالنسبة للتقنية الأخيرة فهي تتمثل في دراسة تأثير ماص مموج في الهيئة ثلاثية الأبعاد على الضياعات الحرارية بين الماص والغطاء الزجاجي، حيث أظهرت النتائج ان استعمال ماص مموج ليس له تأثير ملحوظ على الضياعات الحرارية.

كلمات مفتاحية: مجمع شمسي، فجوة هواء، كفاءة حرارية، حمل حراري طبيعي، محاكاة عددية، Ansys Fluent.

« Étude de la convection naturelle dans une cavité remplie d'air différentiellement chauffée par le bas-Application au cas du capteur solaire plan »

RESUME :

L'objectif de ce travail est l'étude de quelques techniques de minimisation des pertes thermiques convectives dans la lame d'air située entre l'absorbeur et la vitre en vue d'augmenter l'efficacité énergétique d'un capteur solaire plan. Pour cela, des simulations numériques bidimensionnelle et tridimensionnelle de l'écoulement et des transferts thermiques dans une cavité parallélépipédique inclinée représentant la lame d'air du capteur solaire ont été mises au point à l'aide du logiciel ANSYS Fluent. La première technique est basée sur l'optimisation des échanges thermiques dans la lame d'air. Les résultats obtenus en 2D ont montré principalement l'existence d'une valeur optimale de l'épaisseur de la lame d'air permettant de minimiser les pertes convectives à l'avant d'un capteur solaire plan à simple vitrage. Ils ont aussi montré la grande influence de la prise en compte de l'échange radiatif entre l'absorbeur et la vitre sur l'intensité de ces pertes. Par ailleurs, l'étude 3D dans ce cas a permis une meilleure visualisation de l'écoulement réel dans la lame d'air du capteur solaire et par conséquent, un meilleur accord des résultats numériques avec ceux expérimentaux. La seconde technique concerne l'effet d'une deuxième vitre introduite à la moitié de la lame d'air. Dans le cas où l'échange de chaleur par rayonnement à l'intérieur du capteur solaire n'est pas pris en compte, les résultats de cette étude pour différentes épaisseurs de la lame d'air montrent que la deuxième vitre conduit à une augmentation de la température de l'absorbeur de 17 % en moyenne par rapport au cas à simple vitrage et que l'épaisseur de la deuxième vitre n'a pas d'influence notable. Par ailleurs, lorsque le transfert radiatif absorbeur-vitre est considéré, les résultats de la simulation font apparaître une réduction des pertes thermiques à l'avant du capteur solaire en moyenne sur toute la gamme des épaisseurs de lame d'air testée de 26 % par rapport au cas à simple vitrage. L'épaisseur optimale préconisée pour la lame d'air dans ce cas est de 8 mm. La troisième technique étudiée en 2D est celle des nids d'abeilles. Les résultats obtenus font ressortir le fait que cette dernière peut conduire à une réduction ou une intensification des pertes selon le nombre des partitions et leur longueur ainsi que l'intensité de la densité du flux imposée à l'absorbeur solaire. Enfin, la quatrième technique, concerne l'utilisation d'un absorbeur solaire ondulé. L'étude 3D effectuée dans ce cas n'a pas montré d'effet notable sur la diminution des pertes thermiques du capteur solaire.

MOTS CLÉS : Capteur solaire, lame d'air, Efficacité énergétique, Convection naturelle, Simulation numérique, ANSYS Fluent

« Natural convection study in a cavity filled with air differentially heated from the bottom – applied to the case of a flat solar collector »

ABSTRACT :

The aim of this work is to study some methods for the minimization of the convective thermal losses in the air gap located between the absorber and the glass cover in order to increase the energy efficiency of a flat solar collector. For that, 2D and 3D numerical simulations of the flow and the heat transfer in a parallelepiped-tilted cavity representing the solar collector's air gap were developed using Ansys Fluent software. The first method is based on the optimization of the heat transfer in the air gap. The 2D obtained results showed mainly the existence of an optimal value of the air gap thickness allowing the minimization of the convective losses on the front of a flat solar collector with a single glass cover. They also showed the significant influence of the radiative heat transfer between the absorber and the glass cover on the intensity of these heat losses. Moreover, the 3D study carried out in this case allowed a better visualisation of the actual flow in the air gap of the solar collector and consequently a better agreement of the numerical results with the experimental data. The second method concerns the effect of the addition of a second glass cover fixed at mid-height of the air gap. When the radiative heat transfer inside the solar collector, is not considered, the results obtained for different thicknesses of the air gap show that the second glass cover leads to an average increase of the absorber temperature of about 17% compared to the case of a single glass cover and that the thickness of the second glass cover has no noticeable effect. Besides, when the radiative heat transfer absorber-glass cover is taken into account, the simulation results show an average reduction of the thermal losses on the front of the solar collector over the whole range of the air gap thicknesses tested by about 26% compared with the single glass cover case. The optimal thickness recommended for the air gap in this case is 8 mm. The third technique evaluated by means of a 2D study is the honeycomb strategy. The obtained results show that the latter can lead to a reduction or an intensification of the losses according to the number and the length of the partitions as well as the heat flux density imposed to the solar absorber. Finally, the fourth technique concerns the use of a corrugated absorber. The 3D study carried out in this case did not show an obvious effect on the reduction of the thermal losses on the upper part of the solar collector.

KEYWORDS: Solar collector, Air gap, Energy efficiency, Natural convection, Numerical simulation, ANSYS Fluent

REMERCIEMENT

J'adresse mes chaleureux remerciements à mon directeur de thèse Madame BOUMARAF Latra Professeur à l'université de Badji Mokhtar-Annaba pour son attention de tout instant sur mes travaux, pour ses conseils avisés et son écoute qui ont été prépondérants pour la bonne réussite de cette thèse. Son énergie et sa confiance ont été des éléments moteurs pour moi. J'ai pris un grand plaisir à travailler avec elle.

Je voudrais remercier grandement mon co-encadrant de thèse Madame ABID Chérifa Professeur à Aix Marseille-Université pour m'avoir accueilli au sein de son laboratoire IUSTI. Je lui suis également reconnaissant pour le temps qu'elle m'a accordé, ainsi que pour ses qualités humaines et sa sympathie. J'ai beaucoup appris à ses côtés et je lui adresse ma gratitude pour tout cela.

J'adresse tous mes remerciements à Monsieur NEMOUCHI Zoubir, Professeur à l'Université des frères Mentouri-Constantine, de m'avoir fait l'honneur de présider le jury de ma thèse.

J'exprime ma profonde gratitude à Monsieur DIB Amar, Maître de Conférences à l'Université de Badji Mokhtar-Annaba, Monsieur SARI Mouhamed Rafik Professeur à l'université de Badji Mokhtar-Annaba et Monsieur MDOUKI Ramzi professeur à l'université de Larbi Tebessi-Tébessa, qui ont bien voulu être examinateurs.

Je remercie ma chère mère MEKAHLIA Habiba qui est toujours à mes côtés, mes chers frères et sœurs Omar, Abdallah, Abdelouaheb, Wafa et Aicha pour leurs soutiens et attentions. Ils m'ont permis de réaliser que la famille est sacrée. Ils étaient pour moi, une vraie source d'inspiration et ont été toujours à mes côtés durant les moments difficiles.

A mes chers oncles MEKAHLIA Hocine (Mohamed), MEKAHLIA Lakhdar (Taleb) et MEKAHLIA Ahmed Lamine qui m'ont toujours motivé et encouragé pendant la période de la préparation de ma thèse.

Je tiens à remercier aussi mes chers oncles HAOUAM Abdallah et MEKAHLIA Mohmed Nacer (Chams Eddine) pour les discussions et les précieux conseils sans oublier ma chère tante MEKAHLIA Nakhla pour sa sympathie et sa générosité.

DEDICACE

Je dédie ce travail

*A la mémoire de mon cher père Louardi et mon cher
grand frère Azzeddine.*

*A ma très chère mère qui ne cesse d'invoquer Allah pour
surmonter les difficultés que je rencontre dans ma vie.*

A mes chers frères et mes chères sœurs.

A toute ma famille.

SOMMAIRE

الملخص	I
RESUME	II
ABSTRACT	III
REMERCIEMENT	IV
DEDICACE	V
SOMMAIRE	VI
LISTE DES FIGURES.....	IX
LISTE DES TABLEAUX	XIII
NOMENCLATURE	XIV
INTRODUCTION GENERALE.....	1
I. CHAPITRE I : L'ÉNERGIE ET LE CHANGEMENT CLIMATIQUE	4
Introduction.....	5
I.1 L'énergie et le changement climatique	5
I.1.1 L'effet de serre.....	7
I.1.2 Les gaz à effet de serre.....	8
I.2 Les énergies renouvelables	8
I.2.1 Généralités	8
I.2.2 Les sources d'énergie renouvelables	11
I.2.2.1 L'hydroélectricité.....	13
I.2.2.2 Bioénergie.....	14
I.2.2.3 La géothermie	16
I.2.2.4 L'énergie éolienne	18
I.2.2.5 L'énergie océanique.....	20
I.2.2.6 L'énergie solaire	20

Conclusion	38
II. CHAPITRE II : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE.....	39
Introduction.....	40
II.1 Capteur solaire	40
II.1.1 Capteurs non concentrateurs (stationnaires).....	41
II.1.1.1 Capteurs solaires plans	41
II.1.1.2 Capteurs à tubes sous vide	44
II.1.1.3 Capteurs auto stockeurs ICS.....	45
II.1.2 Capteurs solaires concentrateurs	45
II.1.2.1 Capteurs cylindro-paraboliques	46
II.1.2.2 Capteurs paraboliques	47
II.1.2.3 Concentrateur linéaire de Fresnel	47
II.2 Modes de transfert de chaleur et pertes thermiques du capteur solaire plan	48
II.2.1 Différents modes de transfert de chaleur d'un capteur solaire plan.....	48
II.2.1.1 Conduction	48
II.2.1.2 Rayonnement	49
II.2.1.3 Convection	50
II.2.2 Pertes thermiques d'un capteur solaire plan	56
II.2.2.1 Pertes thermiques vers l'avant du capteur.....	58
II.2.2.2 Pertes thermiques vers l'arrière du capteur	64
II.2.2.3 Pertes thermiques par les parois latérales du capteur.....	64
II.2.3 Bilan thermique d'un capteur solaire.....	65
II.3 Analyse Bibliographie	65
Conclusion	72
III. CHAPITRE III : APPROCHE NUMERIQUE	73
Introduction.....	74
III.1 Les équations gouvernantes.....	74
III.1.1 L'équation de continuité.....	74
III.1.2 L'équation de la quantité de mouvement.....	75
III.1.3 L'équation de l'énergie	75
III.2 CFD	76

III.2.1	Comment fonctionne un code CFD	77
III.2.1.1	Préprocesseur	78
III.2.1.2	Solveur	83
III.2.1.3	Le post processeur	94
	Conclusion	94
	IV. CHAPITRE IV : RESULTATS & DISCUSSION	95
	Introduction.....	96
	IV.1 Hypothèses simplificatrices	96
IV.1.1	L'approximation de Boussinesq	96
	IV.2 Configurations bidimensionnelles	99
IV.2.1	Simulation numérique	101
IV.2.2	Indépendance de maillage	101
IV.2.3	Résultats et discussion	103
IV.2.3.1	Validation.....	103
IV.2.3.2	Capteur solaire à simple vitrage	105
IV.2.3.3	Capteur solaire à double vitrage	111
IV.2.3.4	Capteur solaire avec des partitions (stratégie des nids d'abeilles)	113
	IV.3 Géométrie tridimensionnelle	121
IV.3.1	Indépendance du maillage	122
IV.3.2	Résultats et discussion	123
IV.3.2.1	Comparaison entre les modèles bidimensionnel et tridimensionnel	123
IV.3.2.2	Capteur solaire avec absorbeur ondulé	129
	Conclusion	131
	CONCLUSION GENERALE	133
	REFERENCES.....	136

LISTE DES FIGURES

FIGURE I.1 : SOURCES D'ÉNERGIE DANS LE MONDE EN 2017 (DA ROSA & ORDOÑEZ, 2021)	12
FIGURE I.2 : COUPE TRANSVERSALE TRIDIMENSIONNELLE MONTRANT LES COMPOSANTS D'UNE CENTRALE HYDROELECTRIQUE (ZAYAS, 2016).....	14
FIGURE I.3 : LES PLUS PROBABLES SOURCES DE BIOMASSE (JAWAID, ET AL., 2017)	14
FIGURE I.4 : CARTE DES PLAQUES TECTONIQUES DU MONDE (DUNLAP, 2020)	17
FIGURE I.5 : FORMATION DE ZONES GEOTHERMIQUES ACTIVES AUX BORDS ET AU CENTRE DES PLAQUES TECTONIQUES (DUNLAP, 2020)	17
FIGURE I.6 : SCHEMA D'UNE CENTRALE GEOTHERMIQUE A VAPEUR FLASH (DUNLAP, 2020)	18
FIGURE I.7 : (A) VUE DE DESSUS D'UNE ANCIENNE EOLIENNE PERSANE. (B) DIFFERENTS TYPES D'EOLIENNES (DA ROSA & ORDOÑEZ, 2021)	18
FIGURE I.8 : EVOLUTION DU DIAMETRE ET DE LA PUISSANCE DU ROTOR DES EOLIENNES ENTRE 1980 ET 2010 (KALOGIROU, 2009).....	19
FIGURE I.9 : PROCESSUS TYPIQUE DE CONVERSION DE L'ENERGIE OCEANIQUE (O'SULLIVAN, ET AL., 2010)	20
FIGURE I.10 : STRUCTURE SCHEMATIQUE ET PRINCIPAUX PARAMETRES DU SOLEIL (KALTSCHMITT, ET AL., 2007).....	22
FIGURE I.11 : MOUVEMENT DE LA TERRE AUTOUR DU SOLEIL (AISSAOUI, 2017).....	23
FIGURE I.12 : LA SPHERE CELESTE	24
FIGURE I.13 : LES COORDONNES GEOGRAPHIQUES (MEZIANI, 2012)	25
FIGURE I.14 : COORDONNEES SOLAIRES SELON LE REPERE HORIZONTAL (MEZIANI, 2012).....	27
FIGURE I.15 : REPERAGE D'UN PLAN DANS LE REPERE HORIZONTAL	28
FIGURE I.16 : ANGLE D'INCIDENCE	28
FIGURE I.17 : L'EQUATION DU TEMPS ET EN MINUTES EN FONCTION DE LA PERIODE DE L'ANNEE (DUFFIE, ET AL., 2020)	30
FIGURE I.18 : RAYONNEMENT DIRECT, DIFFUS ET REFLECHI.....	31
FIGURE I.19 : CHAUFFAGE SOLAIRE PASSIF (VALINEJAD SHOUBI & VALINEJAD SHOUBI, 2015)	36
FIGURE I.20 : SCHEMA DU CHAUFFE-EAU SOLAIRE ACTIF (AGHAEI, 2014)	37
FIGURE II.1 : APERÇU DES DIFFERENTS TYPES DE CAPTEURS (C RAPPORT DE CONCENTRATION, TIM MATERIAUX ISOLANT TRANSPARENT) (KALTSCHMITT, ET AL., 2007)	41
FIGURE II.2 : MATERIAUX ET LES PRINCIPAUX COMPOSANTS D'UN CAPTEUR SOLAIRE PLAN DE TYPE LIQUIDE AINSI QUE SA CONCEPTION SCHEMATIQUE (KALTSCHMITT, ET AL., 2007)	42
FIGURE II.3 : DIFFERENTS TYPES DE CONFIGURATIONS D'ABSORBEURS DE CAPTEUR SOLAIRE PLAN POUR LE CHAUFFAGE D'EAU (KALOGIROU, 2009).....	43
FIGURE II.4 : DIAGRAMME SCHEMATIQUE DU CAPTEUR A TUBES SOUS VIDE (RAMLOW & NUSZ, 2010)	45
FIGURE II.5 : CAPTEUR AUTO STOCKEUR (A) UN SEUL GRAND RESERVOIR, (B) PLUSIEURS RESERVOIRS (RAMLOW & NUSZ, 2010).....	45
FIGURE II.6 : SCHEMA D'UN CAPTEUR CYLINDRO-PARABOLIQUE (SARBU & SEBARCHIEVICI, 2017)	46
FIGURE II.7 : SCHEMA D'UN CAPTEUR PARABOLIQUE (KALOGIROU, 2009)	47

FIGURE II.8 : SCHEMA D'UN CONCENTRATEUR LINEAIRE DE FRESNEL. (KALOGIROU, 2009)	47
FIGURE II.9 : PROCESSUS DE TRANSFERT DE CHALEUR PAR CONVECTION. (A) FORCEE. (B) NATURELLE. (BERGMAN, ET AL., 2011)	51
FIGURE II.10 : CAVITE AUX PAROIS VERTICALES DIFFERENTIELLEMENT CHAUFFEES	54
FIGURE II.11 : CONVECTION NATURELLE DE RAYLEIGH-BENARD	55
FIGURE II.12 : CAVITE INCLINEE DIFFERENTIELLEMENT CHAUFFEE	56
FIGURE II.13 : DIFFERENTS TYPES DE PERTES THERMIQUES DANS UN CAPTEUR SOLAIRE PLAN (ROMMEL, ET AL., 2010)	57
FIGURE II.14 : RESEAU THERMIQUE D'UN CAPTEUR A SIMPLE VITRAGE EN TERMES DE (A) CONDUCTION, CONVECTION ET RAYONNEMENT ; (B) RESISTANCE ENTRE LA PLAQUE ET L'ENVIRONNEMENT ; ET (C) LE RESEAU D'UN CAPTEUR SIMPLE VITRAGE (KALOGIROU, 2009)	58
FIGURE III.1 : LES ETAPES DE LA SIMULATION NUMERIQUE	78
FIGURE III.2 : METHODOLOGIE GENERALE DE LA GENERATION DU MAILLAGE (SADREHAGHIGHI, 2020)	78
FIGURE III.3 : DIFFERENTS TYPES DE MAILLAGE (BUATOIS, 2008)	79
FIGURE III.4 : DEFINITION DE SKEWNESS SUR UN VOLUME TRIANGULAIRE (NOURI & RAVELET, 2013)	82
FIGURE III.5 : EXEMPLE DE MAILLAGE EN PROCHE PAROI DE TYPE MAILLAGE DE COUCHE LIMITE (NOURI & RAVELET, 2013)	82
FIGURE III.6 : EVOLUTION DE LA TAILLE DES ELEMENTS (NOURI & RAVELET, 2013)	82
FIGURE III.7 : TEST DE CONVERGENCE EN MAILLAGE (NOURI & RAVELET, 2013)	83
FIGURE III.8 : (A) SCHEMA DE L'ALGORITHME SEPRE (B) SCHEMA DE L'ALGORITHME COUPLE POUR UN SOLVEUR BASE SUR LA PRESSION (ANSYS, 2020)	86
FIGURE III.9 : SCHEMA REPRESENTATIF DE L'ALGORITHME SIMPLE (VERSTEEG & MALALASEKERA, 2007)	91
FIGURE III.10 : SYSTEME DE COORDONNEES ANGULAIRES (ANSYS, 2020)	94
FIGURE IV.1 : DEVELOPPEMENT DE LA COUCHE LIMITE DYNAMIQUE SUR UNE PLAQUE VERTICALE CHAUFFEE (BERGMAN, ET AL., 2011)	97
FIGURE IV.2 : DIFFERENTES DIMENSIONS ET CONDITIONS AUX LIMITES (A) A SIMPLE VITRAGE (B) A DOUBLE VITRAGE (C) AVEC LA STRATEGIE DES NIDS D'ABEILLES	100
FIGURE IV.3 : (A) ÉVOLUTIONS DE LA TEMPERATURE MOYENNE DE L'ABSORBEUR EN FONCTION DU NOMBRE DE CELLULES POUR UNE EPAISSEUR DE 20 MM (B) LE NOMBRE DE CELLULES ADOPTE POUR CHAQUE EPAISSEUR DE LA LAME D'AIR	102
FIGURE IV.4 : MAILLAGE UTILISE DANS LA CONFIGURATION BIDIMENSIONNELLE	102
FIGURE IV.5 : (A) COEFFICIENTS D'ÉCHANGES CONVECTIF ET RADIATIF POUR DIFFERENTES EPAISSEURS DE LA LAME D'AIR (B) COEFFICIENT DES PERTES THERMIQUES GLOBALES POUR DIFFERENTES EPAISSEURS DE LA LAME D'AIR	105
FIGURE IV.6 : LIGNES DE COURANT POUR DIFFERENTES EPAISSEURS DE LA LAME D'AIR (CAS SANS RAYONNEMENT)	106
FIGURE IV.7 : TEMPERATURE MOYENNE DE L'ABSORBEUR (A) ET LE NOMBRE DE NUSSELT MOYEN (B) EN FONCTION DE L'EPAISSEUR DE LA LAME D'AIR POUR LES CAS SANS ET AVEC RAYONNEMENT	107
FIGURE IV.8 : LIGNES DE COURANT POUR LES EPAISSEURS 6, 7 ET 8 MM (CAS SANS RAYONNEMENT)	108
FIGURE IV.9 : LIGNES DE COURANT POUR DIFFERENTES EPAISSEURS DE LA LAME D'AIR (CAS AVEC RAYONNEMENT)	109

FIGURE IV.10 : ISOTHERMES POUR UNE EPAISSEUR DE LA LAME D'AIR DE 20 MM DANS LES DEUX CAS : (A) AVEC RAYONNEMENT ET (B) SANS RAYONNEMENT	110
FIGURE IV.11 : LIGNES DE COURANT POUR LES EPAISSEURS 10, 11 ET 12 MM (CAS AVEC RAYONNEMENT)	110
FIGURE IV.12 : EVOLUTION DE LA TEMPERATURE MOYENNE DE L'ABSORBEUR EN FONCTION DE L'EPAISSEUR DE LAME D'AIR (A) COMPARAISON AVEC LE CAS A SIMPLE VITRAGE, (B) POUR PLUSIEURS EPAISSEURS DE LA DEUXIEME VITRE	111
FIGURE IV.13 : CONTOURS DE VITESSE POUR UNE EPAISSEUR DE LAME D'AIR DE 16 MM (A) CAS SIMPLE VITRAGE, $E_A = 16$ MM ET (B) CAS DOUBLE VITRAGE, $E_A = (E_{A1} + E_{A2}) = 16$ MM ($E_{VIT2} = 4$ MM).....	112
FIGURE IV.14 : ISOTHERMES POUR UNE EPAISSEUR DE LAME D'AIR DE 16 MM (A) CAS SIMPLE VITRAGE, $E_A = 16$ MM ET (B) CAS DOUBLE VITRAGE, $E_A = (E_{A1} + E_{A2}) = 16$ MM ($E_{VIT2} = 4$ MM)	112
FIGURE IV.15 : EVOLUTION DU COEFFICIENT DES PERTES THERMIQUES GLOBALES A L'AVANT DU CAPTEUR SOLAIRE EN FONCTION DE L'EPAISSEUR DE LA LAME D'AIR (A) COMPARAISON AVEC LE CAS A SIMPLE VITRAGE, (B) POUR PLUSIEURS EPAISSEURS DE LA DEUXIEME VITRE.....	113
FIGURE IV.16 : EVOLUTIONS (A) DU COEFFICIENT D'ECHANGE CONVECTIF MOYEN ENTRE L'ABSORBEUR ET LA VITRE, (B) DE LA DIFFERENCE DE LA TEMPERATURE MOYENNE ENTRE L'ABSORBEUR ET LA SURFACE INTERIEURE DE LA VITRE POUR DIFFERENTS NOMBRES DE PARTITIONS	114
FIGURE IV.17 : LIGNES DE COURANT POUR $LP = 25\%$ DE EA ET DIFFERENTS NOMBRES DE PARTITIONS	116
FIGURE IV.18 : TEMPERATURE LOCALE DE L'ABSORBEUR DANS LE CAS SANS PARTITIONS ET AVEC PARTITIONS POUR $LP = 25\%$ DE EA ET POUR DIFFERENTS NOMBRES DE PARTITIONS	117
FIGURE IV.19 : EVOLUTIONS DU COEFFICIENT D'ECHANGE CONVECTIF EN FONCTION (A) DE LA LONGUEUR DES PARTITIONS (B) DE L'EPAISSEUR DE LA LAME D'AIR	118
FIGURE IV.20 : EVOLUTIONS (A) DU COEFFICIENT D'ECHANGE CONVECTIF MOYEN POUR LES DEUX CAS SANS ET AVEC PARTITIONS (B) DU NUSSELT MOYEN POUR LES DEUX CAS AVEC ET SANS PARTITIONS ET CE EN FONCTION DE LA DENSITE DU FLUX IMPOSEE A L'ABSORBEUR	119
FIGURE IV.21 : LIGNES DE COURANT COLOREES EN TEMPERATURE POUR DIFFERENTES DENSITES DU FLUX THERMIQUE DANS LES DEUX CAS AVEC ET SANS PARTITIONS.....	120
FIGURE IV.22 : (A) CONDITIONS AUX LIMITES DANS LE CAS DE LA GEOMETRIE TRIDIMENSIONNELLE (B) LES PARAMETRE LES PLUS IMPORTANTS DANS LE CAS D'UN CAPTEUR AYANT UN ABSORBEUR ONDULE	121
FIGURE IV.23 : EVOLUTION DE LA TEMPERATURE MOYENNE DE L'ABSORBEUR EN FONCTION DU NOMBRE DE CELLULES	122
FIGURE IV.24 : MAILLAGE UTILISE DANS LA CONFIGURATION TRIDIMENSIONNELLE	122
FIGURE IV.25 : EVOLUTION DU NOMBRE DE NUSSELT MOYEN EN FONCTION DE L'EPAISSEUR DE LA LAME D'AIR POUR LES CAS 2D, 3D ET LA CORRELATION DE (HOLLANDS, ET AL., 1976)	123
FIGURE IV.26 : LIGNES DE COURANT POUR DIFFERENTES EPAISSEURS DE LA LAME D'AIR DANS LE CAS 2D.....	124
FIGURE IV.27 : VITESSE-Z LOCALE DANS DES SECTIONS LONGITUDINALES A MI-X POUR DIFFERENTES EPAISSEURS DE LA LAME D'AIR	125
FIGURE IV.28 : LIGNES DE COURANT DANS DES SECTIONS LONGITUDINALES A MI-Z ET POUR DIFFERENTES EPAISSEURS DE LA LAME D'AIR DANS LE CAS 3D.....	126

FIGURE IV.29 : LIGNES DE COURANT DANS DES SECTIONS TRANSVERSALES A MI- XET POUR DIFFERENTES EPAISSEURS DE LA LAME D'AIR DANS LE CAS 3D.....	127
FIGURE IV.30 : CONTOURS DE LA TEMPERATURE DE L'ABSORBEUR POUR DIFFERENTES EPAISSEURS DE LA LAME D'AIR	128
FIGURE IV.31 : EVOLUTION DU COEFFICIENT D'ECHANGE CONVECTIF MOYEN EN FONCTION DU NOMBRE DE VAGUES	129
FIGURE IV.32 : COEFFICIENT D'ECHANGE CONVECTIF MOYEN EN FONCTION DE LA LONGUEUR DE L'AMPLITUDE DES VAGUES.....	130
FIGURE IV.33 : CONTOURS DE LA TEMPERATURE DE L'ABSORBEUR POUR DES ABSORBEURS PLAT ET ONDULE	130

LISTE DES TABLEAUX

TABLEAU I.1 : RATIO RESERVE-PRODUCTION (R/P) POUR LE PETROLE, GAZ NATUREL ET LE CHARBON (DUNLAP, 2020)	11
TABLEAU I.2 : POTENTIEL ET STATUT DES TECHNOLOGIES DES ENERGIES RENOUVELABLES PAR LE PNUD (PROGRAMME DES NATIONS UNIES POUR LE DEVELOPPEMENT) (KREITH & GOSWAMI, 2007)	12
TABLEAU I.3 : COMPOSITION SPECTRALE DU RAYONNEMENT SOLAIRE	23
TABLEAU I.4 : COEFFICIENTS DE DISTRIBUTION GRANULOMETRIQUE ET DE TROUBLE D'ANGSTROM.....	33
TABLEAU I.5 : VALEURS DE L'ALBEDO	34
TABLEAU II.1 : CONDUCTIVITE THERMIQUE DE QUELQUES MATERIAUX. (SEN, 2008)	49
TABLEAU II.2 : COEFFICIENTS DE TRANSFERT DE CHALEUR PAR CONVECTION POUR DIFFERENTS PROCESSUS (BERGMAN, ET AL., 2011).....	51
TABLEAU II.3: DIFFERENTES CORRELATIONS D'ESTIMATION DU COEFFICIENT DE LA CONVECTION DU VENT	63
TABLEAU III.1 : COMPARAISON ENTRE LES APPROCHES EXPERIMENTALE ET NUMERIQUE (PLETCHER, ET AL., 2013)	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
TABLEAU III.2 : QUALITE ASSOCIEE AU FACTEUR DE DISTORSION (NOURI & RAVELET, 2013) ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.	
TABLEAU IV.1 : PROPRIETES PHYSIQUES DU FLUIDE ET DES PAROIS SOLIDES.....	101
TABLEAU IV.2 : COMPARAISON DES COEFFICIENTS D'ECHANGE CONVECTIF MOYENS POUR LE CAS 3D ET CELUI ISSU DE LA CORRELATION DE (HOLLANDS, ET AL., 1976).....	129

NOMENCLATURE

LETTRES LATINES

A	Rapport de forme (e_a/L_p)
\vec{A}	Vecteur de surface
B	Coefficient dans Eqns. (I.3, I.12)
c	Vitesse de la lumière (m/s), Paramètre de nuage (-)
C_p	Capacité calorifique spécifique à pression constante ($J/kg.K$)
D_R	Coefficient de diffusion de Rayleigh Eq. (I.16)
D_M	Coefficient de diffusion de Mie Eq. (I.17)
E	Puissance (W), Energie interne (J/kg)
e_a	Epaisseur de la lame d'air du capteur (m)
F_d	Facteur de distorsion d'une cellule de maillage (-)
\vec{F}	Vecteur de force (N)
f	Coefficient dans Eq. (IV.22)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)
H	Rapport de forme de l'absorbeur ondulé (η/e_a)
h	Altitude (m), Coefficient d'échange thermique ($W/m^2.K$), Enthalpie (J/kg)
h_v	Coefficient de la convection du vent ($W/m^2.K$)
I	Rayonnement solaire incident (W/m^2)
i	Angle d'incidence du rayonnement ($^\circ$)
j	Numéro du jour dans l'année
K	Facteur correctif Eq. (I.22)
L	Longueur caractéristique (m), Longueur de la cavité (m)
L_p	Longueur de partition (m)
l_p	Largeur de partition (m)
m	Nombre d'air-masse Eq. (I.14), Masse (kg)
\dot{m}	Débit massique (kg/s)
n	Nombre de jours (-), Indice de réfraction Eqns. (III.7, III.8)
N_e	Coefficient de nuage Eq. (II.30)
N_x	Nombre de cellules suivant x (-)
N_y	Nombre de cellules suivant y (-)

N_z	Nombre de cellules suivant z (-)
P	Pression (Pa)
P_{atm}	Pression atmosphérique ($mbar$)
P_v	Tension de vapeur ($mbar$)
Q	Puissance thermique (W)
q	Densité du flux (W/m^2)
R	Résistance thermique (K/W)
\vec{r}	Vecteur de position Eqns. (III.7, III.8)
s	Longueur de la trajectoire Eqns. (III.7, III.8)
S_h	Source d'enthalpie (J)
S_φ	Source de φ Eqns. (III.3, III.4)
\vec{s}	Vecteur de direction Eqns. (III.7, III.8)
\hat{s}	Vecteur de la direction de diffusion Eqns. (III.7, III.8)
T	Température (K)
t	Temps (s)
T_L	Coefficient de trouble de Linke Eq. (I.18)
TL	Temps légal (h)
TSL	Temps solaire local (h)
TSV	Temps solaire vrais (h)
TU	Temps universel (h)
U	Coefficient global des pertes thermiques à l'avant du capteur ($W/m^2 \cdot K$)
u	Composante de la vitesse suivant l'axe x (m/s)
V	Vitesse du vent (m/s)
v	Composante de la vitesse suivant l'axe y (m/s)
\vec{v}	Vecteur de vitesse (m/s)
w	Composante de la vitesse suivant l'axe z (m/s), Hauteur d'eau condensable (cm) Eq. (I.15)
x	Coordonnée cartésienne (m)
y	Coordonnée cartésienne (m)
z	Coordonnée cartésienne (m), Distance zénithale ($^\circ$)

LETTRES GRECQUES

α	Diffusivité thermique (m^2/s), Coefficient d'absorption (-)
α'	Coefficient de distribution granulométrique Eq. (I.17)

β	Inclinaison du plan ($^{\circ}$), Coefficient de dilatation thermique a pression constante ($1/K$)
β_A	Coefficient de trouble d'Angstrom Eq. (I.17)
Γ_{φ}	Coefficient de diffusion Eqns. (III.3, III.4)
γ	Hauteur angulaire du soleil ($^{\circ}$)
ε	Émissivité (-)
Δ	Différence (-)
δ	Déclinaison du soleil ($^{\circ}$), Nombre de vagues de l'absorbeur ondulé (-)
ζ	Hauteur de plan ($^{\circ}$)
η	Amplitude de l'absorbeur ondulé (m)
θ	Latitude ($^{\circ}$), Angle d'inclinaison du capteur solaire ($^{\circ}$)
λ	Conductivité thermique ($W/m.K$), Longueur d'onde électromagnétique (μm)
μ	Viscosité dynamique ($Pa.s$)
ν	Viscosité cinématique (m^2/s)
ρ	Masse volumique (kg/m^3)
σ	Fraction d'enseillement (-), Coefficient de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5,67 \times 10^{-8} W/m^2K^4$)
σ_s	Coefficient de diffusion Eqns. (III.7, III.8)
τ	Coefficient de transmission (-)
$\bar{\tau}$	Tenseur des contraintes (Pa)
φ	Longitude ($^{\circ}$), Quantité scalaire
Φ	Fonction de phase Eqns. (III.7, III.8)
ψ	Azimut ($^{\circ}$)
ω	Angle horaire ($^{\circ}$)
$\hat{\Omega}$	Angle solide Eqns. (III.7, III.8)

NOMBRES ADIMENSIONNELS

Gr	Nombre de Grashof ($g\beta L^3 \Delta T / \nu^2$)
N_u	Nombre de Nusselt ($h.L/\lambda$)
Pr	Nombre de Prandtl ($\mu.C_p/\lambda$)
Ra	Nombre de Rayleigh ($Gr.Pr$)
Ra_{cr}	Nombre de Rayleigh critique pour une cavité inclinée ($1708/\cos \theta$)
Re	Nombre de Reynolds ($\rho v L / \mu$)

INDICES

a_1	Première lame d'air
-------	---------------------

<i>a2</i>	Deuxième lame d'air
<i>abs</i>	Absorbeur
<i>amb</i>	Ambiante
<i>ar</i>	Arrière
<i>av</i>	Avant
<i>eff</i>	Effectif
<i>c</i>	Ciel
<i>ca</i>	Capteur
<i>cs</i>	Constante solaire
<i>conv</i>	Convectif
<i>cr</i>	Critique
<i>Dif</i>	Diffus
<i>Dir</i>	Direct
<i>en</i>	Entrée
<i>f</i>	Fluide
<i>G</i>	Global
<i>is</i>	Isolant
<i>lat</i>	Latéral
<i>max</i>	Maximum
<i>min</i>	Minimum
<i>p</i>	Pertes
<i>rad</i>	Radiatif
<i>s</i>	Solide
<i>so</i>	Sortie
<i>t</i>	Total
<i>ut</i>	Utile
<i>vit</i>	Vitre
<i>vit1</i>	Première vitre
<i>vit2</i>	Deuxième vitre
<i>vitex</i>	Vitre extérieure

ACRONYMES

2D	Bidimensionnel
----	----------------

3D	Tridimensionnel
CAO	Conception assistée par ordinateur
CFD	Computational Fluid Dynamics
EDP	Équations aux Dérivées Partielles
ET	Equation du temps
ICS	Integral Collector Storage
IR	Infrarouge
TU	Temps universel
TIM	Transparent insulating material
TL	Temps légal
TSL	Temps solaire local
TSV	Temps solaire vrais
UV	Ultraviolet

INTRODUCTION GENERALE

L'énergie est indispensable pour les développements technologique et industriel d'une nation. Durant les deux derniers siècles, la demande en énergie a été principalement satisfaite par les combustibles fossiles. A cause de leur épuisement et de l'émission de polluants qui détruisent l'environnement, les chercheurs ont concentré leurs travaux ces dernières années sur les technologies d'exploitation des sources d'énergies renouvelables. Ces sources sont principalement l'énergie solaire, l'énergie éolienne, la bioénergie, l'énergie géothermique, et l'énergie océanique.

L'énergie solaire est la meilleure alternative en termes d'utilisation à grande échelle et à moindre coût. Elle a été reconnue comme une source d'énergie moins chère, durable, et disponible en abondance avec le minimum de contraintes environnementales.

Elle utilise des capteurs solaires thermiques pour convertir l'énergie solaire en chaleur pour différentes utilisations. La plupart des systèmes solaires thermiques fonctionnent à des températures basses ou moyennes, ce qui est suffisant pour produire de l'eau chaude à usage domestique et satisfaire des besoins en chauffage des locaux d'habitations ou à usage commercial.

Actuellement, les systèmes de chauffage solaire suscitent une attention accrue en raison de leur simplicité et de leur coût d'investissement raisonnable. Parmi les différents types de capteurs solaires thermiques, les capteurs solaires plans sont les plus concurrentiels pour atteindre une température modérée.

Un capteur solaire plan typique se compose d'un absorbeur disposé dans un coffrage isolé avec une couverture transparente (vitrage). L'absorbeur est généralement constitué d'une plaque en métal à haute conductivité thermique, tel que le cuivre ou l'aluminium, avec des tubes intégrés ou attachés. Sa surface est revêtue d'une matière sélective spéciale pour augmenter au maximum l'absorption des rayons solaires tout en réduisant son rayonnement thermique. Le coffrage isolé réduit les pertes de chaleur par le bas et les côtés.

Malgré l'apport considérable de cette technologie, les chercheurs sont toujours à la recherche de nouvelles méthodes pour améliorer l'efficacité des capteurs solaires plans par la réduction des pertes thermiques entre l'absorbeur et l'environnement. Pour un tel capteur, les

perthes thermiques les plus importantes sont à l'avant du capteur ; c'est-à-dire, les déperditions thermiques produites par l'échauffement de l'absorbeur qui cherche l'équilibre thermique avec le milieu ambiant par les différents mécanismes de transfert de chaleur : la conduction, le rayonnement, la convection forcée et la convection naturelle. Cette dernière constitue le mécanisme dominant des pertes thermiques à l'avant du capteur et est donc un élément clé dans la détermination de l'efficacité du capteur solaire.

Ces pertes sont produites entre l'absorbeur et la vitre dans une cavité d'air fermée de forme parallélépipédique, inclinée, constituée d'une paroi chaude qui représente l'absorbeur, des parois latérales isolées de l'environnement et d'une paroi supérieure qui représente la vitre.

L'objectif du présent travail est l'évaluation des différentes techniques utilisées pour réduire les pertes convectives dans la lame d'air d'un capteur solaire plan au moyen de méthodes de simulation numérique bidimensionnelle et tridimensionnelle basées sur l'outil CFD. Ce travail de recherche est présenté dans cette thèse en quatre chapitres comme énoncé ci-dessous :

- Au chapitre I, un aperçu général sur les énergies renouvelables et le changement climatique lié aux problèmes causés par l'utilisation des énergies fossiles, est donné.
- Le chapitre II est divisé en trois parties : La première est consacrée à la description des différents capteurs solaires thermiques tout en mettant l'accent sur le capteur solaire plan. La seconde partie concerne les différents modes de transfert de chaleur dans un capteur solaire plan ; alors que, la troisième partie est une étude bibliographique des différentes techniques utilisées pour prédire et optimiser l'efficacité d'un capteur solaire plan.
- Le chapitre III est dédié à la présentation des différentes méthodes numériques utilisées dans la CFD avec une description de la méthode des volumes finis qui est mise en œuvre dans le solveur ANSYS Fluent. Ce dernier est le logiciel que nous avons adopté pour ce travail de recherche.
- Le chapitre IV est lui aussi divisé en trois parties : Dans la première, les différentes hypothèses utilisées pour l'étude numérique sont énoncées. Dans la seconde partie sont présentés les résultats numériques obtenus dans le cas d'une géométrie bidimensionnelle pour les trois configurations testées dans le but de réduire les pertes convectives entre l'absorbeur et la vitre. Par ailleurs, la troisième partie est dédiée à la présentation des résultats numériques dans le cas d'une géométrie tridimensionnelle. Ces résultats englobent une comparaison avec la géométrie bidimensionnelle ainsi que

l'étude de l'effet d'un absorbeur ondulé sur les pertes thermiques convectives d'un capteur solaire plan.

Enfin, le mémoire est clôturé par une conclusion générale résumant les principaux résultats obtenus.

I. CHAPITRE I : L'ÉNERGIE ET LE CHANGEMENT CLIMATIQUE

I. CHAPITRE I : L'ENERGIE ET LE CHANGEMENT CLIMATIQUE	4
Introduction.....	5
I.1 L'énergie et le changement climatique	5
I.1.1 L'effet de serre	7
I.1.2 Les gaz à effet de serre	8
I.2 Les énergies renouvelables	8
I.2.1 Généralités	8
I.2.2 Les sources d'énergie renouvelables	11
I.2.2.1 L'hydroélectricité.....	13
I.2.2.2 Bioénergie.....	14
I.2.2.3 La géothermie	16
I.2.2.4 L'énergie éolienne	18
I.2.2.5 L'énergie océanique.....	20
I.2.2.6 L'énergie solaire	20
Conclusion	38

Introduction

L'énergie est la base de toute activité humaine dans le monde. De nos jours et par le développement de la technologie, l'utilisation de cette dernière devient indispensable dans tous les domaines : industriel, domestique...etc. Par conséquent, plusieurs problèmes alarmants liés à l'utilisation des énergies fossiles sont apparus. Les hommes de science affirment que plusieurs mesures telles que l'utilisation des énergies renouvelables doivent être prises pour remédier à la situation.

Dans ce chapitre, les problèmes causés par l'utilisation des énergies fossiles et le rôle de ces dernières dans le changement climatique sont présentés. Par ailleurs, les énergies renouvelables constituant une alternative pour améliorer notre climat tout en maintenant la progression des différentes technologies sont aussi abordées.

I.1 L'énergie et le changement climatique

Autrefois, les phénomènes climatiques et météorologiques naturels n'étaient pas considérés comme pouvant être affectés par les sources d'énergie utilisées par l'homme, cependant, durant les trois dernières décennies, l'influence de ces dernières sur les phénomènes météorologiques et climatiques est devenue évidente. En effet, l'utilisation du combustible fossile au cours des 100 dernières années a chargé l'atmosphère avec des constituants supplémentaires, particulièrement le gaz carbonique (CO₂), une augmentation qui au-delà d'une certaine limite influence la couche atmosphérique. Depuis le 19^{ème} siècle, à l'avènement de la révolution industrielle, l'augmentation des émissions de différents gaz à effet de serre (CO₂, CH₄, N₂O, etc.) dans l'atmosphère a élevé leurs concentrations à des taux alarmants, causant une augmentation anormale dans la moyenne de la température terrestre (Sen, 2008). Les scientifiques affirment avec certitude que la tendance de la moyenne de la température globale n'est pas un phénomène normal (Parry, et al., 2007). Ceci est dû à la croissance industrielle de l'économie mondiale qui est basée sur la consommation d'énergie surtout fossile. Pour éviter un changement important du climat, les humains doivent être attentifs à leur utilisation des sources d'énergies et réduire l'utilisation des combustibles fossiles le plus possible en les remplaçant par des sources d'énergies renouvelables, propres et écologiques telles que le soleil, le vent, l'eau et la biomasse afin de réduire les charges dans l'atmosphère à leurs niveaux naturels pour que la durabilité puisse être transmise aux générations futures.

Au cours du siècle dernier, la quantité de CO₂ dans l'atmosphère s'est élevée, causée surtout par l'utilisation de combustibles fossiles, mais aussi par d'autres facteurs qui sont liés à la croissance démographique et à l'augmentation de la consommation entraînant un changement dans les utilisations des terres agricoles, etc. A l'échelle mondiale, l'augmentation des taux d'émission de gaz à effet de serre, particulièrement le CO₂, représente une menace colossale pour le climat du globe terrestre. Différentes théories et calculs dans les centres de recherche sur l'atmosphère ont indiqué que durant la moitié du siècle dernier une tendance à l'augmentation continue de la valeur moyenne de la température globale a atteint 0,5 °C est apparue. Si cette tendance continue dans le futur, on peut s'attendre à l'apparition de phénomènes extrêmes tels que les pluies excessives, les inondations, la sécheresse et les déséquilibres locaux dans le comportement du climat naturel résultant en une chaleur ou un froid locaux inhabituels dans quelques parties du monde. De tels phénomènes affecteront aussi les taux des productions agricoles.

En plus la température globale peut augmenter de 1 à 3,5 °C supplémentaire à la fin du 21^{ème} siècle, ce qui peut mener potentiellement à un changement climatique perturbant plusieurs régions du globe. En commençant à diminuer maintenant les émissions de CO₂ en utilisant des sources d'énergie renouvelables, il est possible de limiter les effets du changement de climat à des niveaux gérables, ceci nécessitera bien sûr l'adaptation des systèmes énergétiques mondiaux. La politique énergétique doit contribuer à garantir l'approvisionnement futur en énergie et conduire la transition nécessaire. La coopération internationale sur la question climatique est indispensable pour parvenir à des solutions rentables, équitables et durables.

A présent, le défi énergétique mondial est de lutter contre la menace du changement climatique pour répondre à la demande croissante de l'énergie et à garantir la sécurité des approvisionnements énergétiques.

Les énergies renouvelables, particulièrement l'énergie solaire, sont des technologies énergétiques efficaces qui sont aujourd'hui prêtes pour un déploiement mondial à une échelle qui peut aider à lutter contre les problèmes de changement climatique. L'augmentation de l'utilisation des énergies renouvelables réduit les émissions du CO₂ et par conséquent la pollution atmosphérique locale. Elle freine aussi la dépendance d'un pays à l'énergie fossile (qui vient souvent des régions politiquement instables), et empêche les sociétés d'être otages de ressources énergétiques limitées.

En plus des impacts du côté de la demande, la production de l'énergie est également susceptible d'être affectée par le changement climatique. À l'exception des effets des phénomènes météorologiques extrêmes, les données de recherche sont plus limitées que celles de la consommation d'énergie. Le changement climatique pourrait affecter la production et l'approvisionnement en énergie dans les cas suivants (Parry, et al., 2007) :

- 1- Les évènements météorologiques extrêmes deviennent plus intenses.
- 2- Les régions dépendantes de l'approvisionnement en eau pour l'hydroélectricité et / ou le refroidissement des centrales thermiques, font face à des réductions de l'approvisionnement en eau.
- 3- Les conditions climatiques changées affectent les décisions d'implantation des installations.
- 4- Les conditions changent (positivement ou négativement) pour les productions de biomasse, énergie éolienne et énergie solaire.

1.1.1 L'effet de serre

L'effet de serre, qui est un phénomène naturel, régule la température sur terre tout comme le verre dans une serre qui garde la chaleur. Notre atmosphère garde la chaleur du soleil près de la surface de la terre, principalement grâce aux propriétés de piégeage de chaleur de certains gaz à effet de serre. La terre est chauffée par la lumière du soleil. La plupart de l'énergie solaire passe par l'atmosphère, pour chauffer la surface de la terre, les océans et l'air atmosphérique. Cependant, pour maintenir l'équilibre du bilan énergétique de l'atmosphère terrestre, la terre réchauffée émet également de l'énergie thermique dans l'espace sous forme de rayonnement infrarouge. Tandis que cette énergie rayonne vers le haut, la plus grande partie est absorbée par les nuages et les molécules des gaz à effet de serre dans la basse atmosphère. Ces dernières rayonnent l'énergie dans toutes les directions, certaines vers la surface de la terre et d'autres vers le haut, où d'autres molécules se situant encore plus haut dans l'atmosphère peuvent encore absorber l'énergie. Ce processus d'absorption et de réémission est répété jusqu'à ce que finalement l'énergie s'échappe de l'atmosphère vers l'espace. Cependant, parce qu'une grande partie d'énergie a été recyclée vers le bas, la température de la surface devient plus élevée que dans le cas où les gaz à effet de serre n'étaient pas dans l'atmosphère. Au cours des derniers 10.000 années, la quantité de gaz à effet de serre dans notre atmosphère a été relativement

stable. Puis, il y a quelques siècles, leur concentration a commencé à augmenter due à l'augmentation de l'utilisation de l'énergie principalement fossile causée par l'industrialisation du monde, ainsi qu'à un changement dans l'exploitation des terres agricoles et aux regroupements humains

1.1.2 Les gaz à effet de serre

Les gaz à effet de serre et leurs sources sont résumés ci-après, (Adedeji, et al., 2014) :

- Vapeur d'eau : c'est le gaz de serre le plus connu mais d'autres sont très importants aussi. Certains sont produits naturellement et d'autres proviennent de l'activité humaine.
- Dioxyde de carbone (CO_2) : est le gaz de serre le plus important libéré par les activités humaines, le plus souvent par l'utilisation de combustibles fossiles. C'est le gaz qui contribue le plus au changement du climat.
- Méthane (CH_4) : est produit lorsque la végétation est brûlée, digérée ou décomposée sans la présence de l'oxygène. Les décharges d'ordures ménagères, les rizières, les vaches dans les pâturages et d'autres animaux d'élevage, libèrent beaucoup de méthane.
- Protoxyde d'azote (N_2O) : se trouve naturellement dans l'environnement mais les activités humaines augmentent sa quantité. Le protoxyde d'azote est libéré quand les engrais sont utilisés dans l'agriculture.
- Halocarbures : sont des produits chimiques synthétisés par les humains. Ils contiennent du chlore et du fluor.

1.2 Les énergies renouvelables

1.2.1 Généralités

Les sources d'énergie renouvelables dont les coûts ont déjà fortement baissé, devraient devenir économiquement compétitives à moyen terme par rapport aux sources d'énergie conventionnelles, surtout si les subventions massives aux énergies nucléaire et fossile sont progressivement supprimées. Par conséquent, les sources d'énergie renouvelables offrent aux

pays en voie de développement des opportunités, particulièrement dans la fourniture de services énergétiques aux personnes qui en manquent actuellement. Jusqu'à présent, les sources renouvelables ont été complètement discriminées pour des raisons économiques. Cependant, la tendance dans les dernières années favorise les sources renouvelables dans de nombreux cas par rapport aux sources conventionnelles.

Les avantages des énergies renouvelables sont qu'elles sont durables (non épuisables), omniprésentes (présentes partout dans le monde contrairement aux combustibles fossiles et aux minéraux), et essentiellement propres et respectueuses de l'environnement. Les inconvénients des énergies renouvelables sont leur variabilité, leur faible densité, et leur coût initial généralement plus élevé. Pour certaines formes d'énergie renouvelable, d'autres inconvénients ou problèmes se posent tels que : la pollution, les ordures de la biomasse, les oiseaux et les plantes pour les éoliennes et la saumure provenant de la géothermie.

Sachant que les combustibles fossiles sont de l'énergie solaire des âges géologiques passés, stockée, les quantités de pétrole, de gaz naturel et de charbon sont importantes mais elles sont limitées et ne sont pas durables. La demande mondiale d'énergie est satisfaite principalement par des combustibles fossiles avec des parts respectives de pétrole, de charbon et de gaz naturel à 38%, 30% et 20% respectivement. Les 12% restantes sont celles des énergies alternatives non conventionnelles de l'hydroélectricité (7%) et l'énergie nucléaire (5%). On s'attend à ce que les réserves de pétrole et de gaz naturel durent encore plusieurs décennies, mais les réserves de charbon sont beaucoup plus importantes et pourront satisfaire les besoins énergétiques du monde pendant encore quelques siècles (Sen, 2008). Néanmoins, la quantité de combustible fossile reste limitée dans le temps, et même si de nouvelles réserves pourraient être trouvées dans le futur, l'augmentation de la demande d'énergie dans le monde exigera l'exploration d'autres alternatives renouvelables à des taux toujours plus élevés.

Le désir d'utiliser des sources d'énergie renouvelables n'est pas seulement due à leur disponibilité dans de nombreuses régions du monde, mais aussi, avec plus d'empathie, en raison des dommages causés par les combustibles fossiles à l'environnement et à l'atmosphère. La recherche de nouveaux systèmes énergétiques alternatifs a considérablement augmenté au cours des dernières décennies pour les raisons suivantes (Sen, 2008) :

- 1- La demande supplémentaire d'énergie au cours des cinq prochaines décennies continuera d'augmenter de telle sorte que l'utilisation de combustibles fossiles ne sera

pas suffisante et, par conséquent, le déficit de l'approvisionnement énergétique sera couvert par une production et des découvertes d'énergie supplémentaires.

- 2- Les combustibles fossiles ne sont pas disponibles dans tous les pays car ils sont inégalement répartis dans le monde, mais les énergies renouvelables, et en particulier le rayonnement solaire, sont répartis plus uniformément et par conséquent, chaque pays fera de son mieux pour rechercher et développer ses propres sources d'énergie nationales.
- 3- La combustion de combustibles fossiles conduit à certains effets indésirables tels que la pollution atmosphérique en raison des émissions de CO₂ et des problèmes environnementaux tels que la pollution de l'air, les pluies acides, l'effet de serre, le changement de climat, les fuites d'hydrocarbures, etc. Il est maintenant établi que même avec des précautions et une technologie des plus au point, ces effets indésirables ne peuvent jamais être évités complètement mais peuvent être minimisés. Une des façons de minimiser ces derniers est de remplacer au moins une partie significative des combustibles fossiles utilisés par l'énergie solaire.

En réalité les problèmes environnementaux mondiaux résultant de l'utilisation de combustibles fossiles sont les raisons les plus convaincantes pour la recherche vigoureuse actuelle d'énergies alternatives futures qui soient renouvelables et écologiques. Les sources renouvelables ont aussi quelques désavantages, tels que leur disponibilité par intermittence comme dans les cas des sources solaire et éolienne, ou bien leur rattachement à certains sites comme dans les cas de l'hydroélectricité, la géothermie, et la biomasse. Une autre imperfection, pour le moment, est leur transport direct comme combustible. Ces imperfections indiquent le besoin de systèmes énergétiques intermédiaires pour faire le lien entre leur site de production et le lieu de consommation. Par exemple, la chaleur et l'électricité des centrales solaires doivent être disponibles à tout moment pour répondre à la demande d'énergie utile. Par conséquent, un vecteur d'énergie est nécessaire avec des capacités de stockage sur de longues périodes de temps pour l'utilisation quand la radiation solaire n'est pas disponible (Veziroglu, 1995).

L'utilisation des ressources d'énergie conventionnelle ne pourra pas compenser la demande d'énergie dans les prochaines décennies mais l'augmentation régulière se poursuivra avec des conséquences indésirables sur l'environnement. Cependant, on s'attend à ce que les nouvelles sources d'énergie renouvelables jouent un rôle croissant dans les scénarios énergétiques des futures consommations d'énergie (Sen, 2008).

I.2.2 Les sources d'énergie renouvelables

Pour assurer une future demande en énergie, il est important de prendre en compte les deux facteurs suivants : les réserves disponibles des sources d'énergie conventionnelle telle que les combustibles fossiles et l'effet négatif de ces derniers sur l'environnement. Par ailleurs, les données présentées précédemment ont démontré la nécessité de développer des sources d'énergies renouvelables. L'échelle de temps pour ce développement sur la base de la disponibilité des ressources est de l'ordre de 50 à 100 ans comme montré dans le tableau I.1 qui représente l'analyse simple du ratio réserve/production dans le monde pour le pétrole, le gaz naturel et le charbon (Dunlap, 2020). Le pétrole et le gaz naturel révèlent une durée de vie de presque 50 ans (jusqu'à environ 2070) et une durée de vie du charbon de presque 100 ans (jusqu'à environ 2120) (Dunlap, 2020).

Tableau I.1 : Ratio réserve-production (R/P) pour le pétrole, gaz naturel et le charbon (Dunlap, 2020)

Carburant	Réserves	Production en 2015	Réserve/production (année)	Année d'épuisement
Pétrole	$2,18 \times 10^{11}$ t	$4,46 \times 10^9$ t	49	2064
Gaz naturel	$1,90 \times 10^{14}$ m ³	$3,54 \times 10^{12}$ m ³	54	2069
Charbon	$8,07 \times 10^{11}$ t	$7,70 \times 10^9$ t	105	2120

Les estimations des données sur les réserves proviennent de l'examen statistique de BP (2015) t = tonne (Dunlap, 2020)

Cependant, la modération de l'impact environnemental indésirable de l'utilisation continue des combustibles fossiles nécessite une approche plus proactive pour faire face aux émissions de carbone. La gravité de ce problème peut être réalisé en regardant la quantité d'énergie que nous obtenons à partir des combustibles fossiles. A présent, notre utilisation annuelle d'énergie est d'environ $6,1 \times 10^{20}$ J. Cela correspond à une consommation de puissance moyenne d'environ $1,9 \times 10^{13}$ W. Presque 85% de cette quantité, ou $1,6 \times 10^{13}$ W, provient de combustibles fossiles comme montré dans la Figure I.1. L'infrastructure développée pour produire cette quantité dépend de la haute densité de l'énergie du combustible fossile. Par exemple, pour produire cette puissance à partir des centrales électriques alimentées au charbon, il faudrait environ 16000 installations typiques (environ 1 GW chacune). Par comparaison, la plupart des sources d'énergie renouvelable ont une densité d'énergie beaucoup plus faible. Pour produire $1,6 \times 10^{13}$ W à partir de grandes éoliennes typiques de 2 MW chacune opérant à 28% de sa capacité, nécessitera environ 29 millions de turbines. Si nous voulions remplacer notre consommation de combustibles fossiles par l'énergie éolienne sur une échelle de temps de 50 ans, nous aurions

besoin de construire environ 1600 nouvelles turbines de 2 MW chaque jour. Cela montre que mettre en place une infrastructure énergétique sans carbone est une opération géante.

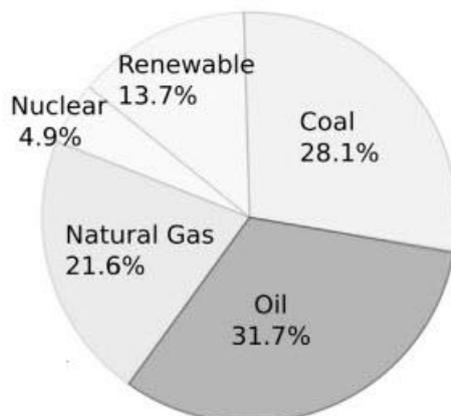


Figure 1.1 : Sources d'énergie dans le monde en 2017 (Da Rosa & Ordóñez, 2021)

Par définition, le terme réserves ne s'applique pas aux sources renouvelables. Donc, on a besoin de regarder le potentiel annuel de chaque source. Le tableau I.2 résume le potentiel de la source et les coûts ainsi que le potentiel des coûts futurs pour les sources renouvelables les plus importantes.

Tableau I.2 : Potentiel et statut des technologies des énergies renouvelables par le PNUD (Programme des Nations Unies pour le Développement) (Kreith & Goswami, 2007)

Technologie	Potentiel annuel	Capacité de fonctionnement	Coûts d'investissement U.S.\$ par kW	Coût énergétique actuel	Potentiel coût énergétique futur
La biomasse	8-13 TW	~ 44 GW	500 – 6000/kW _e	3–12 c/kWh	3-10 c/kWh
Électricité		~ 225 GW	170-1000/kW _{th}	1-6 c/kWh	1-5 c/kWh
Chauffage		~ 36 Milliards L	170-350kW _{th}	25-75 c/L(ge)	6-10 \$/GJ
Ethanol		~ 3,5 Milliards L	500-1000/kW _{th}	25-85 c/L(de)	10-15\$/GJ
Biodiesel					
Énergie éolienne	2 TW	59 GW	850-1700	4-8 c/kWh	3-8 c/kWh
Energie solaire	>100 TW				
Photovoltaïque		5,6 GW	5000-10000	25-160 c/kWh	5-25 c/kWh
Energie thermique		0,4 GW	2500-6000	12-34 c/kWh	4-20 c/kWh
Chauffage			300-1700	2-25 c/kWh	2-10 c/kWh
Géothermique	600000 EJ*				
Électricité		9 GW	800-3000	2-10 c/kWh	1-8 c/kWh
Chauffage		11 GW	200-2000	0,5-5 c/kWh	0,5-5 c/kWh
Énergie océanique					

Marée	2,5 TW	0,3 GW	1700-2500	8-15 c/kWh	8-15 c/kWh
Vague	2,0 TW		2000-5000	10-30 c/kWh	5-10 c/kWh
Énergie thermique des mers	228 TW		8000-20000	15-40 c/kWh	7-20 c/kWh
Hydro- électrique	1,63 TW théorique				
Grande	0,92 TW	690 GW	1000-3500	2-10 c/kWh	2-10 c/kWh
Petite		25 GW	700-8000	2-12 c/kWh	2-10 c/kWh
GW _e , puissance électrique en gigawatt. GW _{th} , puissance thermique en gigawatt. ge, gasoil équivalent litre. de, diesel équivalent litre. EJ, exajoule (=10 ¹⁸ J)					

Il existe un certain nombre d'options pour une énergie propre et ce chapitre se concentre sur six qui ont eu la plus grande contribution jusqu'à présent à la production de cette énergie et continueront probablement de le faire dans l'avenir prévisible. Ces sources d'énergies sont : hydroélectricité, le solaire, l'énergie éolienne, la géothermie, les biocarburants et l'énergie océanique.

1.2.2.1 L'hydroélectricité

Les centrales hydroélectriques convertissent l'énergie de l'eau en électricité. La forme la plus courante d'hydroélectricité est l'utilisation d'un barrage sur une rivière pour retenir un grand réservoir d'eau. L'eau est libérée par les turbines pour générer de l'énergie. Les centrales hydroélectriques ne produisent pas des émissions dans l'air mais peuvent affecter la qualité de l'eau et l'habitat de la vie sauvage. Par conséquent, les centrales hydroélectriques sont maintenant conçues et exploitées pour minimiser les impacts sur la rivière. Certains détournent une petite partie du flux autour de leurs barrages pour imiter le flux naturel de la rivière. Mais, alors que cela améliore l'habitat de la vie sauvage, il réduit aussi le rendement des centrales hydroélectriques. En plus, des échelles à poissons et d'autres approches, telles que des turbines améliorées, sont utilisées pour aider les poissons à migrer et réduire le nombre de poissons tués.

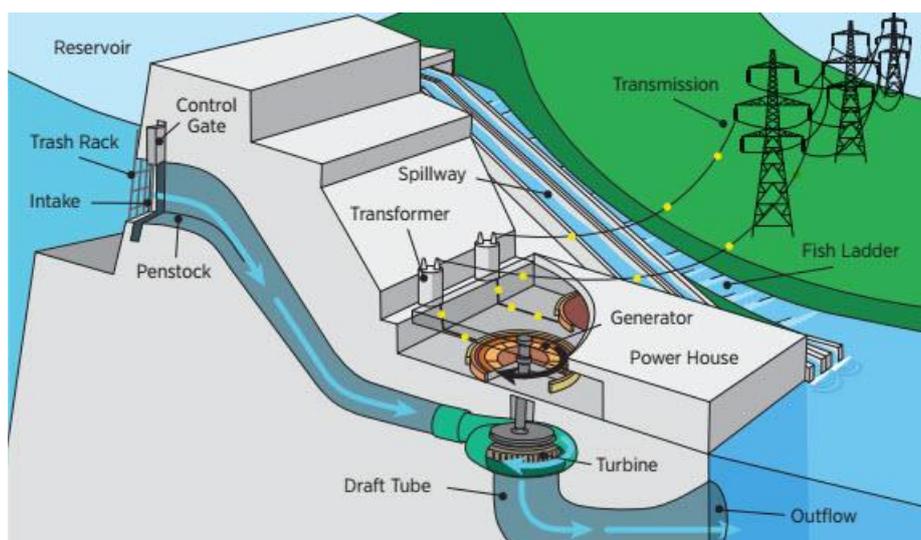


Figure I.2 : Coupe transversale tridimensionnelle montrant les composants d'une centrale hydroélectrique (Zayas, 2016)

I.2.2.2 Bioénergie

La bioénergie est l'énergie dérivée de la biomasse (matière organique), telle que les plantes. Si vous avez déjà brûlé du bois dans une cheminée ou dans un feu de camp, vous avez utilisé de la bioénergie. Mais nous n'obtenons pas toute notre ressource de biomasse des arbres ou des plantes. Plusieurs industries, telles que celles impliquées dans la construction ou la transformation de produits agricoles, peuvent créer une grande quantité de biomasse non utilisée ou résiduelle, qui peut servir de source d'énergie.

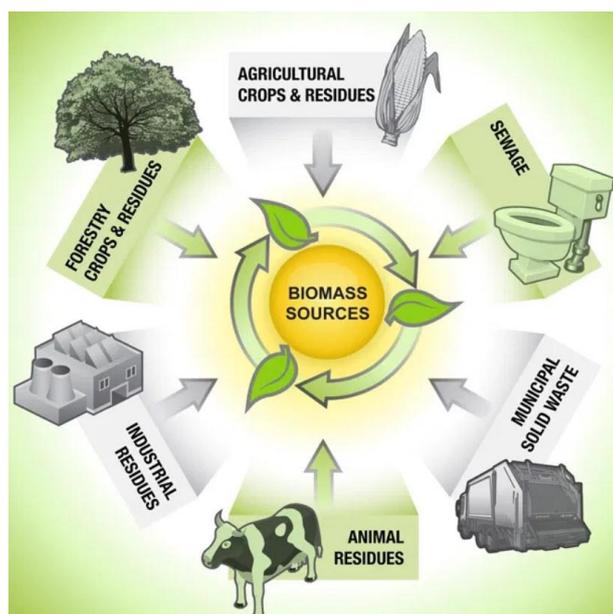


Figure I.3 : Les plus probables sources de biomasse (Jawaid, et al., 2017)

1.2.2.2.1 Biopouvoir

Quelques utilitaires et entreprises de production d'électricité à partir de centrales au charbon ont constaté que le remplacement d'une partie du charbon par de la biomasse était une option peu coûteuse pour réduire les émissions indésirables. Jusqu'à 15 % du charbon peut être remplacé par de la biomasse. La biomasse contient moins de soufre que le charbon. Par conséquent, moins de dioxyde de soufre, qui contribue aux pluies acides, est libéré dans l'air. De plus, l'utilisation de la biomasse dans ces chaudières réduit les émissions du protoxyde d'azote. La conversion de la biomasse en gaz à l'aide d'un processus appelé gazéification et qui est brûlé dans une turbine à gaz est une autre façon de produire de l'électricité. La décomposition de la biomasse dans les décharges produit également du gaz, principalement du méthane, qui peut être brûlé dans une chaudière pour produire de la vapeur pour la production d'électricité ou des processus industriels. La biomasse peut aussi être chauffée en l'absence d'oxygène pour la convertir chimiquement en un type de mazout appelé huile de pyrolyse. Cette huile peut être utilisée pour la production d'électricité et comme matière première pour les carburants et l'industrie chimique.

1.2.2.2.2 Biocarburants

La biomasse peut être convertie directement en carburants liquides, appelés biocarburants. Les biocarburants sont plus faciles à transporter et à traiter à haute densité d'énergie, de ce fait ils sont favorisés pour alimenter les véhicules et parfois la production d'électricité stationnaire. Le biocarburant le plus courant est l'éthanol, un alcool issu de la fermentation de biomasse riche en glucides. Le maïs est actuellement la plus grande source d'éthanol. Certaines villes utilisent l'éthanol comme additif pour l'essence pour aider à respecter les normes de qualité de l'air concernant l'ozone. Les véhicules polycarburants sont également disponibles actuellement sur le marché. Ils peuvent utiliser un mélange d'essence et d'éthanol, tel que le E85 un mélange de 85 % d'éthanol et de 15 % d'essence. Un autre biocarburant est le biodiesel, qui peut être fabriqué à partir de légumes et de graisse animale. Le biodiesel peut être utilisé pour faire le plein d'un véhicule ou bien comme additif pour carburant pour réduire les émissions de CO₂. L'éthanol de maïs et le biodiesel fournissent près de 0,4 % du marché total des carburants liquides. Pour augmenter l'offre disponible de carburants, les chercheurs testent les résidus de cultures tels que les tiges et les feuilles de maïs ainsi que les copeaux de bois, les déchets alimentaires, l'herbe et même les déchets comme sources potentielles de biocarburants.

1.2.2.3 La géothermie

L'énergie géothermique est utilisée depuis l'Antiquité comme source d'eau chaude pour l'utilisation domestique. Au 14^{ème} siècle, la ville de Chaudes-Aigues, en France, a construit un système de chauffage urbain utilisant l'énergie géothermique. La première utilisation commerciale de l'énergie géothermique pour produire l'électricité a eu lieu en Italie en 1911. La disponibilité de l'énergie géothermique est une conséquence du fait que l'intérieur de la terre est chaud. La chaleur interne de la terre est le résultat de trois facteurs indépendants (Dunlap, 2020):

- La chaleur résultant de l'énergie thermique du matériau qui s'est condensé pour former la terre pendant la formation du système solaire ;
- La chaleur générée par le frottement dans le noyau externe liquide de la terre causé par les forces de marée dues à la lune et au soleil ;
- La chaleur produite par la désintégration des noyaux radioactifs (c'est-à-dire le potassium, le thorium et l'uranium) à l'intérieur du noyau terrestre.

Bien que la contribution exacte de chacun de ces trois facteurs à la chaleur à l'intérieur de la terre ne soit pas connue, on pense généralement que le facteur (désintégration radioactive) domine (Dunlap, 2020).

Les gisements géothermiques sont principalement associés aux plaques tectoniques. Celles-ci sont illustrées par la Figure I.4. La Figure I.5 montre comment les zones géothermiquement actives se forment aux bords des plaques tectoniques lors de la “subduction” des plaques océaniques par les plaques continentales et près du centre des plaques océaniques lors de la formation des dorsales médio-océaniques. Le premier cas se produit, par exemple, le long de la côte ouest de l'Amérique du Nord et du Sud et le long de la côte Est de l'Asie. L'autre situation se produit le long de la dorsale médio-pacifique, qui passe par Hawaï, et de la dorsale médio-atlantique, qui traverse l'Islande. C'est dans ces régions actives que les ressources d'énergies géothermiques sont les plus abondantes. C'est également dans ces régions actives que l'activité volcanique est la plus répandue (Dunlap, 2020).

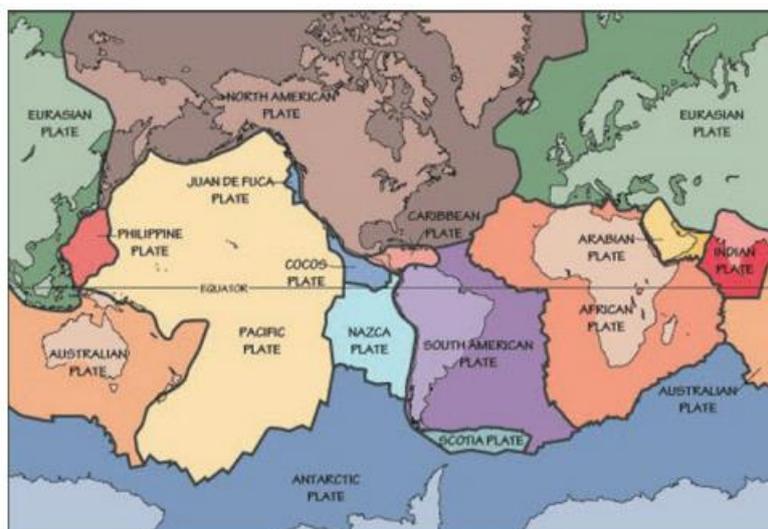


Figure I.4 : Carte des plaques tectoniques du monde (Dunlap, 2020)

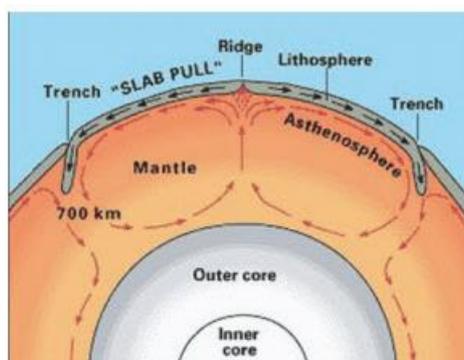


Figure I.5 : Formation de zones géothermiques actives aux bords et au centre des plaques tectoniques (Dunlap, 2020)

La conception réelle d'une centrale géothermique dépend d'un certain nombre de facteurs tels que la température et la pression du gisement, et les parties d'eau et de vapeur dans le gisement. La Figure I.6 montre un schéma d'une centrale géothermique. Il s'agit du type de centrale géothermique le plus courant qui utilise des gisements géothermiques qui sont en grande partie de l'eau chaude à haute pression. Comme illustré dans le schéma, le fluide géothermique d'un puits de production est séparé en vapeur, qui est utilisée pour entraîner une turbine / générateur pour produire l'électricité et l'eau chaude, qui peut être utilisée pour des applications de chaleur directe. La vapeur, après avoir traversé la turbine, est condensée dans un échangeur de chaleur et l'excès de chaleur est dissipé dans l'atmosphère par une tour de refroidissement. Le fluide géothermique condensé est renvoyé au gisement par un puits d'injection pour remplir à nouveau le réservoir de fluide (Dunlap, 2020).

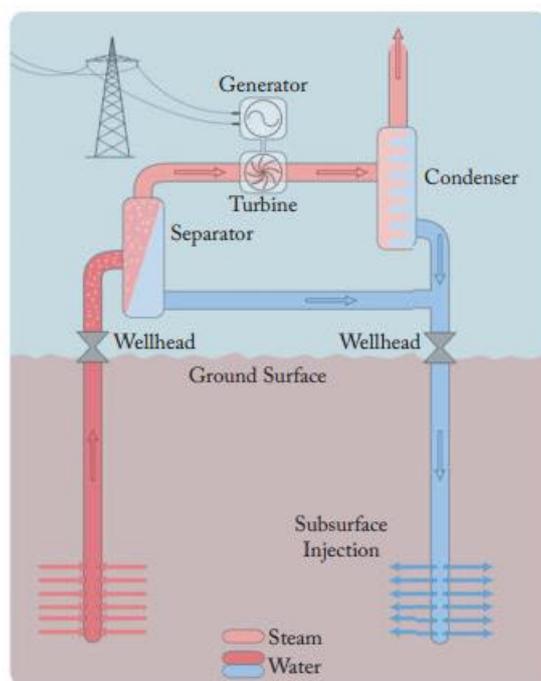


Figure I.6 : Schéma d'une centrale géothermique à vapeur flash (Dunlap, 2020)

1.2.2.4 L'énergie éolienne

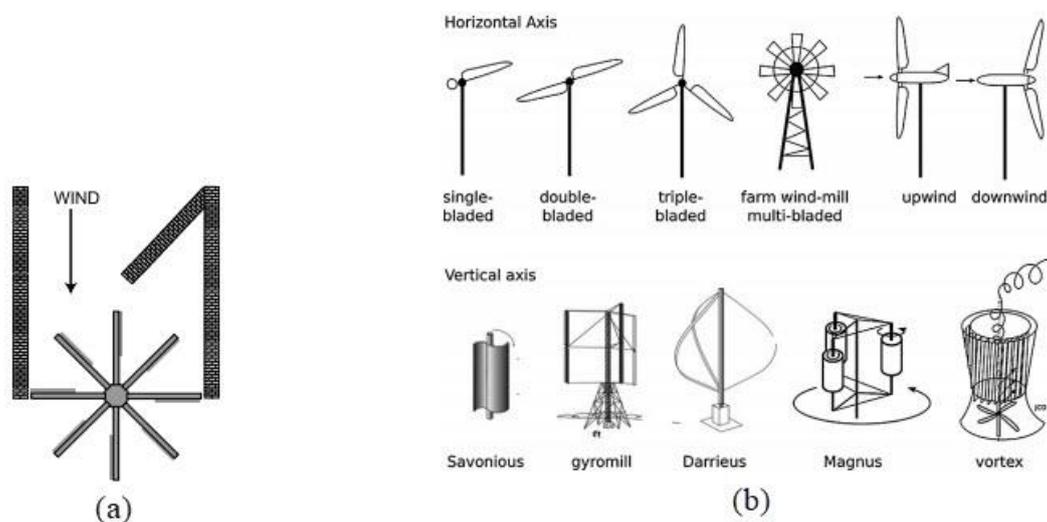


Figure I.7 : (a) Vue de dessus d'une ancienne éolienne persane. (b) Différents types d'éoliennes (Da Rosa & Ordóñez, 2021)

L'utilisation de l'énergie éolienne remonte à l'Antiquité, lorsqu'elle était utilisée pour propulser des voiliers. Une application extensive des éoliennes semble avoir pris naissance en Perse, où elle était utilisée pour moudre le blé. La conquête arabe a répandu cette technologie dans le monde islamique et en Chine. En Europe, les éoliennes ont fait leur apparition au 11ème

siècle, et deux siècles plus tard sont devenues un outil important, notamment en Hollande (Da Rosa & Ordóñez, 2021).

Pour les éoliennes, l'efficacité théorique maximale de la conversion aérodynamique de l'énergie du vent en énergie mécanique est de 59%. Cependant, malgré le développement des profils aérodynamiques modernes utilisés dans les pales d'éoliennes de grande et moyenne taille, l'efficacité est limitée à environ 48% (Kalogirou, 2009). Dans la pratique, la nécessité d'économiser sur les coûts des pales a tendance à conduire à la construction d'éoliennes à pales élancées et à fonctionnement rapide avec des rendements de pointe légèrement inférieurs à l'optimum, environ 45%. Le rendement moyen toute l'année de la plupart des turbines est d'environ la moitié de ce chiffre. Cela est dû à la nécessité d'arrêter l'éolienne en cas de vents faibles ou forts (Kalogirou, 2009).

Les éoliennes représentent une technologie mature pour la production d'électricité, et elles sont disponibles dans le commerce sur une large gamme de puissance nominale. Malgré la maturité de la technologie, de nouvelles stratégies de contrôle et des systèmes de stockage d'énergie améliorés ont augmenté la production des éoliennes. Une image de la façon dont le diamètre et la puissance de l'éolienne ont augmenté entre 1985 et 2005 est illustrée par la Figure I.8. Il a été prévu qu'en 2010, des machines d'un diamètre de 180 m capables de produire de 8 à 12 MW seraient produites (Kalogirou, 2009). Celles-ci sont possibles après les récents développements dans la production des aubes renforcées en fibres de carbone, qui permettent la fabrication des aubes longues et solides avec un faible poids.

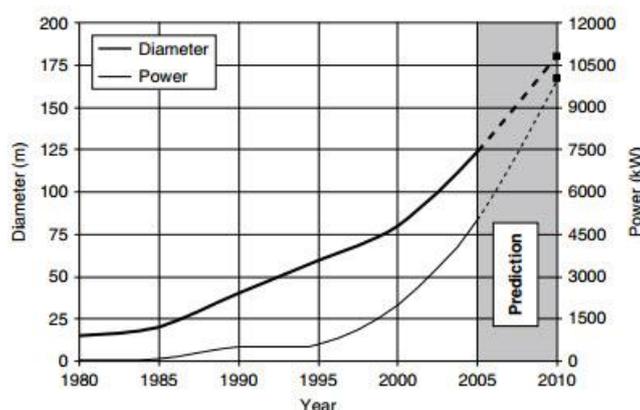


Figure I.8 : Evolution du diamètre et de la puissance du rotor des éoliennes entre 1980 et 2010 (Kalogirou, 2009)

1.2.2.5 L'énergie océanique

L'océan peut produire deux types d'énergie. L'énergie thermique de la chaleur du soleil et l'énergie mécanique des marées et des vagues. L'énergie thermique des océans peut être utilisée pour de nombreuses applications, y compris la production d'électricité. Les systèmes de conversion d'électricité utilisent soit l'eau de mer "bouillante" pour faire tourner une turbine, laquelle active un générateur. La conversion électrique de l'énergie marémotrice et houlomotrice implique généralement des dispositifs mécaniques. Un barrage est généralement utilisé pour convertir l'énergie marémotrice en électricité en forçant l'eau à travers des turbines, activant un générateur. Quant à l'énergie des vagues, elle utilise la puissance mécanique pour activer directement un générateur, ou pour la transférer vers un fluide de travail, de l'eau ou de l'air, qui entraîne ensuite une turbine/générateur. La plupart des travaux de recherche et développement dans le domaine de l'énergie océanique se déroulent en Europe.

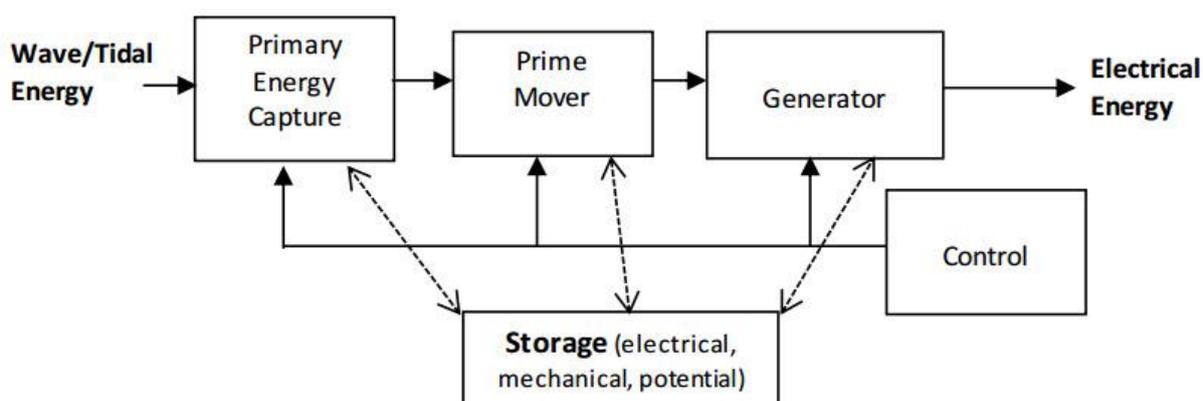


Figure 1.9 : Processus typique de conversion de l'énergie océanique (O'Sullivan, et al., 2010)

1.2.2.6 L'énergie solaire

Presque toutes les énergies renouvelables proviennent entièrement du soleil. Les rayons solaires qui atteignent l'espace extra-atmosphérique sont soumis au processus de l'absorption, la réflexion et la transmission à travers l'atmosphère avant d'atteindre la surface de la terre. D'autre part, en fonction de la topographie de la surface de la terre, comme expliqué par (Neuwirth, 1980), le rayonnement solaire se manifeste sous différentes formes.

L'apparition de l'intérêt dans l'utilisation de l'énergie solaire a eu lieu depuis 1970, principalement en raison du coût croissant de l'énergie provenant de sources conventionnelles. Le rayonnement solaire est la source d'énergie la plus abondante et la plus permanente dans le monde. La quantité de l'énergie solaire reçue par la surface de la terre par minute est plus

élevée que celle utilisée par la population entière en une année. L'énergie solaire, disponible partout est attirante à cause de son caractère autonome, particulièrement, pour les régions rurales des pays en voie de développement. Les concurrences de l'énergie solaire de manière dynamique dans le monde entier par celles sous forme de vent, de vagues et d'hydroélectricité ont poussé à réfléchir à son utilisation, si possible instantanément ou sous forme de réserves par diverses installations et technologies de conversion.

La conception de plusieurs appareils techniques tels que les refroidisseurs, chauffages, générateurs électriques de l'énergie solaire sous forme de cellules photovoltaïques, nécessitent des données d'irradiation terrestre dans la zone d'étude.

Durant les trois dernières décennies, les chercheurs ont essayé de remédier au caractère discontinu de l'énergie solaire lors de sa conversion. Des estimations précises du rayonnement solaire mondial ont besoin de données météorologiques, géographiques et astronomiques. Plusieurs modèles d'estimation sont basés sur la durée d'ensoleillement facilement mesurable par un ensemble de stations météorologiques.

L'énergie solaire est qualifiée d'énergie renouvelable et / ou durable parce qu'elle est disponible aussi longtemps que le soleil continue de rayonner. Les estimations de la durée de vie de la phase principale du soleil est de 4 à 5 milliards d'années supplémentaires. L'énergie du soleil est un rayonnement électromagnétique, appelé irradiation solaire. L'énergie du vent est dérivée du chauffage inégal de la surface de la terre en raison d'un apport de chaleur plus important à l'équateur avec le transfert de l'eau qui accompagne l'évacuation de l'eau par évaporation et par la pluie. Dans ce sens, les rivières et les barrages pour l'énergie hydroélectrique sont de l'énergie solaire stockée. Le troisième aspect de l'énergie solaire est sa conversion en biomasse par la photosynthèse. Les produits d'origine animale tels que l'huile de baleine et le biogaz du fumier sont dérivés de l'énergie solaire.

1.2.2.6.1 Le gisement solaire

a) Le soleil

Le soleil est le corps central de notre système planétaire ; c'est l'étoile la plus proche de la terre. Sa structure schématique, avec ses principaux paramètres sont montrés sur la Figure I.10. Le noyau est à des températures d'environ 15 Mio. K. L'énergie est libérée par la fusion du noyau où l'hydrogène se transforme en hélium. La perte de masse résultante est convertie en énergie E . D'après Einstein, elle peut être calculée en multipliant la masse m par le carré de la

vitesse de la lumière c (Equation (I.1)). Environ 646 Mo.t/s d'hydrogène sont convertis en environ 4 Mo.t/s d'énergie (Kaltschmitt, et al., 2007).

$$E = mc^2 \quad (\text{I.1})$$

L'Énergie libérée dans le noyau du soleil est initialement transportée par rayonnement jusqu'à environ 0,7 fois le rayon solaire. Le transport à la surface du soleil se fait par convection. Après cela, l'énergie est libérée dans l'espace. Ce flux d'énergie libérée par le soleil se différencie en rayonnement de matière d'une part et rayonnement électromagnétique d'autre part.

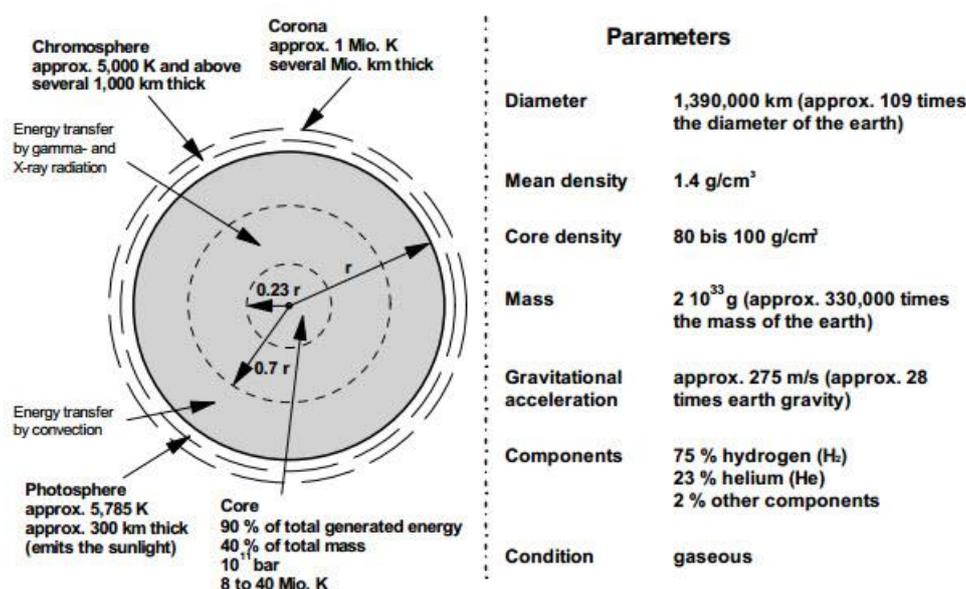


Figure I.10 : Structure schématisée et principaux paramètres du soleil (Kaltschmitt, et al., 2007)

b) Mouvement de la terre

Le mouvement de la terre sur son axe et autour du soleil est schématisé sur la Figure I.11, les quatre positions de la terre représentées sur cette figure correspondent aux solstices et aux équinoxes, on notera en particulier que l'axe de rotation de la terre est incliné par rapport à la normale du plan de l'écliptique d'un angle de 23°27' (Aissaoui, 2017).

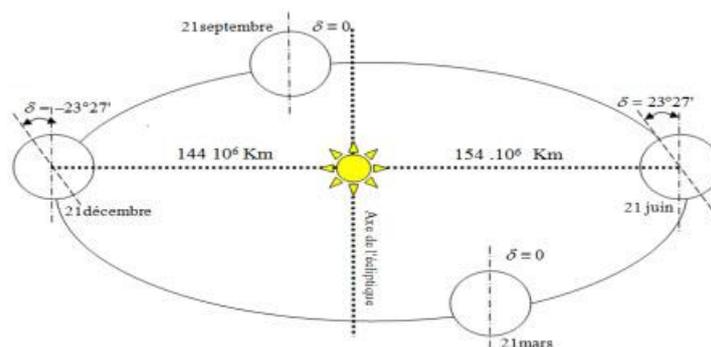


Figure I.11 : Mouvement de la terre autour du soleil (Aissaoui, 2017)

c) Rayonnement hors atmosphère

Le rayonnement solaire extraterrestre (hors atmosphère) est le rayonnement solaire qui frappe la surface de la couche atmosphérique.

c.1) Spectre solaire hors atmosphère

Le rayonnement du soleil correspond à l'émission d'un corps noir à 5800 K. l'application de la 1^{ère} loi de Wien permet de démontrer que le maximum d'émission a lieu vers une longueur d'onde de $0,5 \mu\text{m}$. 99% de la puissance émise par un corps noir l'est dans l'intervalle $0,5 \lambda_{\text{max}} - 10 \lambda_{\text{max}}$. Ainsi, 99% du rayonnement solaire est observé dans le domaine spectral allant de 0,25 à $5 \mu\text{m}$. Nous pouvons démontrer grâce à la loi de Planck que ce rayonnement est composé des proportions spectrales comme représenté dans le Tableau I.3 :

Tableau I.3 : Composition spectrale du rayonnement solaire

Spectre solaire	UV	Visible	IR
0,25-5 μm	0,25-0,4 μm	0,4-0,8 μm	0,8-5 μm
Proportion	9 %	42 %	49 %

c.2) Constante solaire

La constante solaire hors atmosphère I_{cs} représente le flux reçu par 1 m^2 de surface terrestre, lorsque le rayonnement solaire est confondu avec sa normale, en l'absence de l'atmosphère. Les calculs basés sur la loi de Stefan-Boltzman, compte tenu de la distance soleil-terre et des diamètres du soleil et de la terre, démontrent que cette constante vaut approximativement 1350 W/m^2 . Cette constante dépend en réalité de la distance soleil-terre qui a pour valeur moyenne 150 millions de km, mais varie en fonction du temps.

d) Rayonnement au sol

d.1) Position du soleil par rapport à la terre

d.1.1) La sphère céleste

La sphère céleste est une sphère imaginaire d'un diamètre immense, qui admet pour centre la terre, et pour rayon la distance (terre – soleil). On considère que tous les objets visibles dans le ciel se trouvent sur la surface de la sphère céleste. On peut résumer les différentes caractéristiques sur la sphère elle-même comme c'est indiqué sur la Figure I.12.

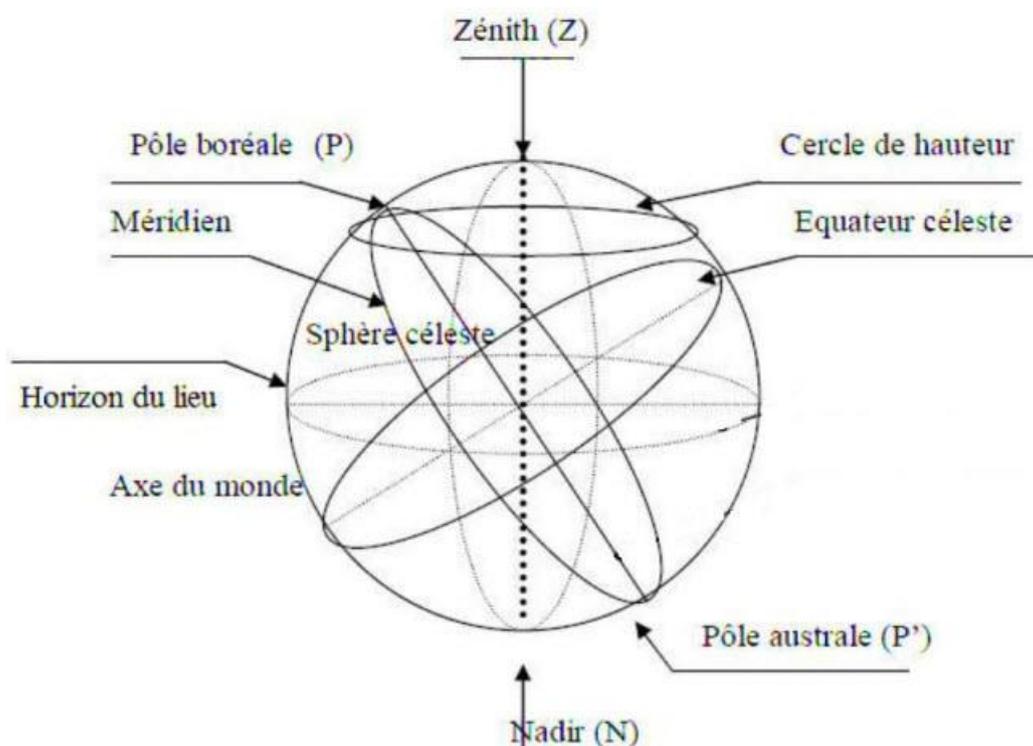


Figure I.12 : La sphère céleste

Il est possible de déterminer la position du soleil dans la voûte céleste en fonction du temps et de la position de l'observateur sur la terre.

d.1.2) Repérage d'un site à la surface de la terre (coordonnées géographiques)

La terre est pratiquement une sphère qui tourne autour d'un axe passant par le pôle Nord, et le pôle Sud. Tout point sur la terre est caractérisé par sa latitude et sa longitude. Ces deux grandeurs représentent les coordonnées géographiques de ce point, ainsi que par son altitude. Voir Figure I.13 (Meziani, 2012).

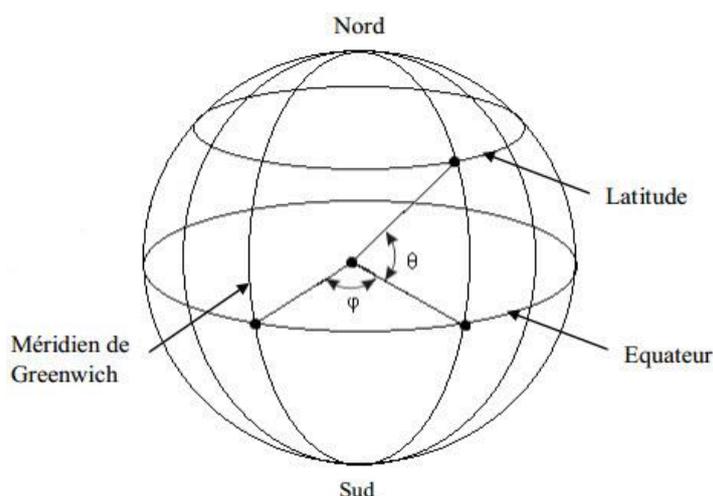


Figure I.13 : Les coordonnées géographiques (Meziani, 2012)

- **La longitude φ** : C'est l'angle formé par le méridien de Greenwich et le méridien du lieu considéré. La longitude est comprise entre -180° (vers l'ouest) et $+180^\circ$ (vers l'est). Comme la terre met 24 heures pour faire un tour sur elle-même (360°), chaque heure représente 15° d'écart de longitude et donc, chaque degré de longitude représente 4 minutes.
- **La latitude θ** : La latitude d'un lieu à la surface de la terre est l'angle entre l'équateur et le rayon de la terre passant par le lieu considéré. Elle est comptée positivement de 0 à $+90^\circ$ vers le nord et négativement de 0 à -90° vers le sud.
- **L'altitude h** : L'altitude exprime un écart entre un point donné et un niveau moyen, le plus souvent le niveau de la mer (ou niveau 0). Les sommets sont associés à une altitude, calculée par divers moyens indirects (géodésie, triangulation).

d.1.3) La trajectoire apparente du soleil

La position du soleil dans la voûte céleste est repérée à tout instant de la journée par deux systèmes de coordonnées :

d.1.3.1) Les coordonnées équatoriales

Les coordonnées équatoriales sont indépendantes de la position de l'observateur sur la terre, mais elles sont liées à l'heure de l'observation. La position du soleil est exprimée par deux angles qui sont :

d.1.3.1.1) La déclinaison δ

C'est l'angle fait par le plan de l'équateur avec celui de l'écliptique. Elle varie au cours de l'année de $+23^{\circ}27'$ à $-23^{\circ}27'$ et détermine l'inégalité des durées des jours, elle vaut 0 aux équinoxes. δ est donnée par l'équation de Cooper (Duffie, et al., 2020):

$$\delta = 23,45^{\circ} \sin\left(360 \frac{284 + j}{365}\right) \quad (I.2)$$

Où à partir de l'équation plus précise qui est donnée par Spencer (Duffie, et al., 2020).

$$\begin{aligned} \delta = (180/\pi)(0,006918 - 0,399912 \cos B + 0,070257 \sin B) \\ - 0,006758 \cos 2B + 0,000907 \sin 2B - 0,002697 \cos 3B \\ + 0,00148 \sin 3B \end{aligned} \quad (I.3)$$

Où :

$$B = (j - 1) \frac{360}{365}$$

Avec j le numéro du jour dans l'année compté à partir du 1^{er} janvier.

d.1.3.1.2) L'angle horaire ω

L'angle horaire mesure le mouvement du soleil par rapport à midi qui est l'instant où le soleil passe au plan méridien du lieu zénith. Cet angle est formé entre la projection du soleil sur le plan équatorial à un moment donné et la projection du Soleil sur ce même plan au midi vrai. L'angle horaire est donné par la relation suivante (Meziani, 2012).

$$\omega = 15(TSV - 12) \quad (I.4)$$

Où TSV est le temps solaire vrai

d.1.3.2) Les coordonnées horizontales

Les coordonnées horizontales ou le repère horizontal est formé par le plan de l'horizon astronomique et la verticale du lieu. Dans ce repère les coordonnées du soleil sont :

d.1.3.2.1) Hauteur du soleil γ

C'est l'angle formé par le plan horizontal du lieu d'observation avec la direction du soleil. Cette hauteur durant le jour peut varier de 0° (lever ou coucher du soleil) à 90° (soleil au zénith). La hauteur angulaire du soleil γ est alors donnée par la formule (Iqbal, 1983) :

$$\sin \gamma = \sin \theta \sin \delta + \cos \theta \cos \delta \cos \omega \quad (I.5)$$

d.1.3.2.2) L'azimut ψ

C'est l'angle compris entre la projection de la direction du soleil sur le plan horizontal et le sud. L'azimut est compté positivement vers l'ouest et négativement vers l'est. Il est donné par la relation suivante (Iqbal, 1983)

$$\psi = \sin^{-1} \left(\frac{\cos(\delta) \cdot \sin(\omega)}{\cos(\gamma)} \right) \quad (\text{I.6})$$

d.1.3.2.3) La distance zénithale z

C'est l'angle entre la direction du soleil et la verticale du lieu (zénith). L'angle z est complémentaire de γ (Meziani, 2012).

$$\cos z = \sin \theta \sin \delta + \cos \theta \cos \delta \cos \omega \quad (\text{I.7})$$

La Figure I.14 montre les différentes coordonnées du repère horizontal.

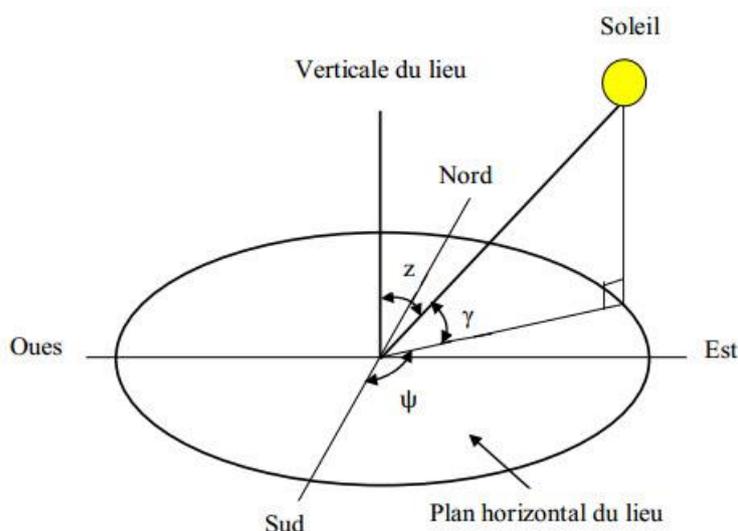


Figure I.14 : Coordonnées solaires selon le repère horizontal (Meziani, 2012)

d.1.4) Inclinaison d'un plan

Un plan quelconque est défini par deux angles (α , ζ) :

- Azimut du plan (α) : C'est l'angle que fait la projection de la normale sur le plan horizontal et la direction du sud.
- Hauteur du plan (ζ) : La hauteur de plan est l'angle que fait la normale du plan et sa projection sur le plan horizontal. Sa valeur peut être calculée par l'équation :

$$\zeta = 90^\circ - \beta \quad (\text{I.8})$$

Où, β est l'inclinaison du plan, c'est l'angle entre le plan et sa projection sur le plan horizontal. Pour un plan horizontal $\beta=0$ et $\zeta=90^\circ$.

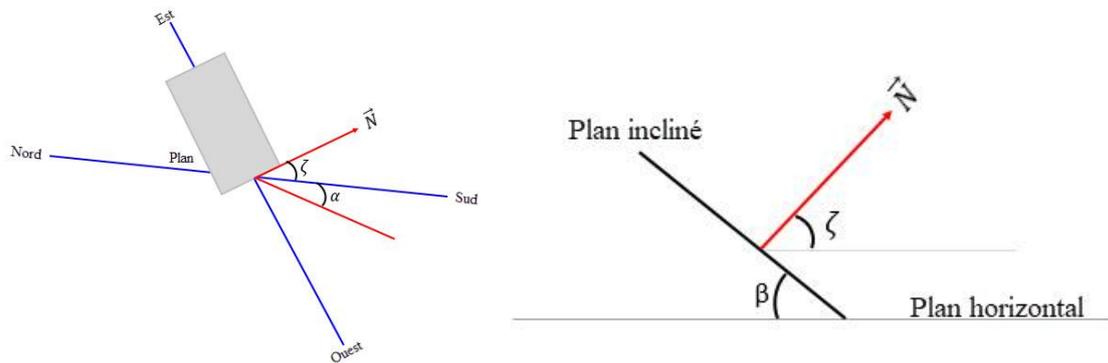


Figure I.15 : Repérage d'un plan dans le repère horizontal

d.1.5) Angle d'incidence i

L'angle d'incidence i est l'angle formé par le vecteur directionnel du faisceau solaire et la normale sortante au plan. Pour une surface d'orientation quelconque par rapport au méridien local, la relation trigonométrique pour l'angle d'incidence a été donnée en détail par (Coffari, 1977). Cette relation peut s'écrire sous la forme suivante (Iqbal, 1983):

$$\begin{aligned} \cos i = & \cos(\delta) \sin(\omega) \cos(\gamma) \sin(\alpha) \\ & + (\cos(\delta) \cos(\omega) \sin(\varphi) + \sin(\delta) \cos(\alpha)) \cos(\gamma) \cos(\alpha) \\ & + (\cos(\delta) \cos(\varphi) \cos(\omega) + \sin(\delta) \sin(\varphi)) \sin(\gamma) \end{aligned} \quad (I.9)$$

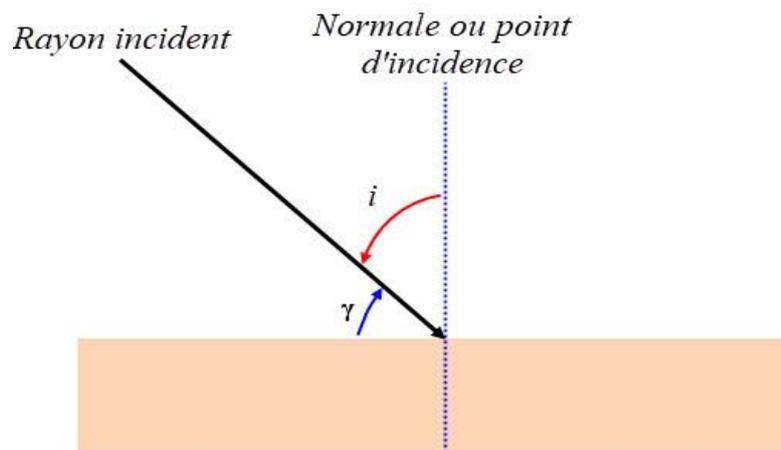


Figure I.16 : Angle d'incidence

d.1.6) Le temps

En raison du mouvement apparent Soleil-Terre, il est important de préciser, en plus des grandeurs spatiales, les grandeurs temporelles pour lesquelles le rayonnement solaire est évalué. Pour cela, cinq temps ont été définis : le temps universel (TU), le temps solaire local (TSL), le temps solaire vrai (TSV), l'heure légale et l'heure d'été.

d.1.6.1) Le temps universel (TU)

Le temps universel (TU) est défini par l'heure de passage du soleil au méridien origine (temps moyen de Greenwich GMT).

d.1.6.2) Le temps solaire local (TSL)

La différence entre temps solaire local et temps universel est appelée correction de longitude φ et elle est définie comme suit (Aissaoui, 2017) :

$$TSL = TU + \frac{\varphi}{15} \quad (I.10)$$

d.1.6.3) Le temps solaire vrai (TSV)

Le temps solaire vrai (TSV) est l'angle horaire entre le plan méridien passant par le centre du soleil et le méridien du lieu considéré, il est donné par l'expression (Aissaoui, 2017) :

$$TSV = TSL + ET \quad (I.11)$$

Où, ET est l'équation du temps

d.1.6.4) Equation du temps

L'équation du temps est mesurée par rapport à un mouvement terrestre parfaitement uniforme. D'après Spencer, la série suivante donne l'équation du temps (en minutes) (Iqbal, 1983):

$$ET = (0,000075 + 0,001868 \cos B - 0,032077 \sin B - 0,014615 \cos 2B - 0,04089 \sin 2B)(229,18) \quad (I.12)$$

Où :

$$B = (n - 1) \frac{360}{365}$$

n étant le nombre de jours écoulés de l'année, à compter du 1^{er} janvier.

Dans cette équation, le premier terme de droite entre parenthèses représente ET en radians et le multiplicateur 229,18 le convertit en minutes. L'erreur maximale avec cette série est de 0,0025 rad, ce qui équivaut à environ 35 secondes. Pour des calculs moins précis, l'équation du temps en minutes peut être obtenue à partir de la Figure suivante (Iqbal, 1983):

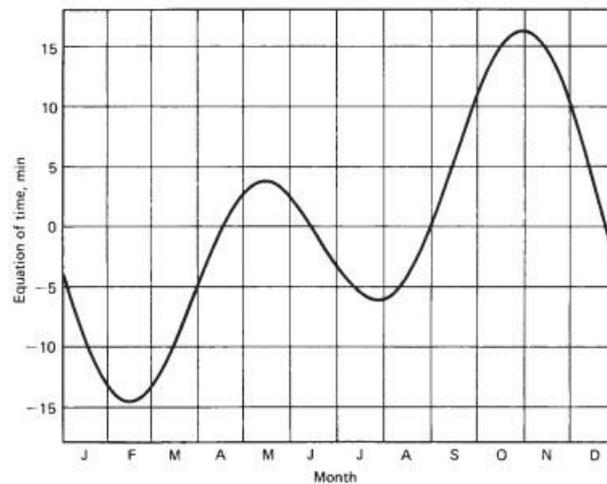


Figure I.17 : L'équation du temps ET en minutes en fonction de la période de l'année (Duffie, et al., 2020)

d.1.6.5) Le temps légal (heure légale) (TL)

Le temps légal ou l'heure légale (TL) est le temps officiel d'un état, il est donné par l'équation suivante (Aissaoui, 2017) :

$$TL = TU \pm \Delta H \quad (\text{I.13})$$

Où, ΔH est le décalage horaire entre le méridien de Greenwich et l'état considéré

d.1.6.6) Heure d'été

L'heure légale est changée dans certains pays deux fois par an pour économiser de l'énergie. Le décalage qui a lieu en période d'été s'appelle heure d'été.

d.2) Rayonnement direct, diffus et réfléchi

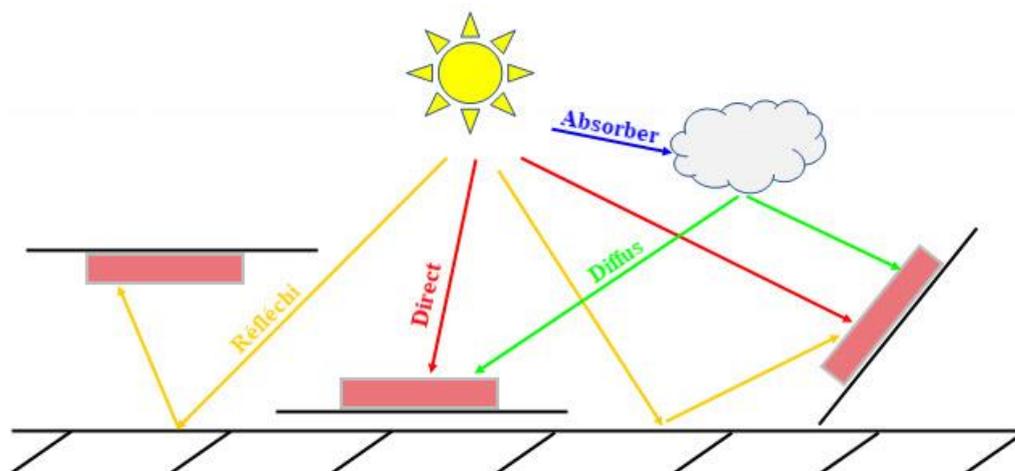


Figure I.18 : Rayonnement direct, diffus et réfléchi

d.2.1) Rôle de l'atmosphère

L'atmosphère est la couche gazeuse qui entoure notre planète. Elle est composée de 78,09% d'azote, 20,95% d'oxygène, 0,93% d'argon et d'une variété de gaz en traces.

La densité et la pression de l'atmosphère diminuent au fur et à mesure que l'altitude augmente et l'on observe que la moitié de la masse atmosphérique est située en dessous de 5 km, les 3/4 en dessous de 10 km.

Pour caractériser la composition de l'atmosphère, trois régions sont ainsi définies :

- L'homosphère (qui comprend la troposphère, la stratosphère et la mésosphère)
- La thermosphère
- L'exosphère

Seule l'homosphère intervient dans les phénomènes de propagation du rayonnement solaire car elle contient les principaux éléments qui modifient la composition spectrale de la lumière par des processus d'absorption, diffusion et réflexion, à savoir :

- **L'air sec** : L'air sec se compose essentiellement de quatre gaz appelés gaz permanents : l'azote (N_2 , 78,08% du volume), l'oxygène (O_2 , 20,94%), l'argon (Ar, 0,93%) et le dioxyde de carbone (CO_2 , 0,033%). Parmi les autres composants de l'air sec, l'ozone est un élément particulier qu'il faut prendre en considération dans les phénomènes d'absorption du rayonnement solaire malgré sa faible concentration (10^{-6} % du volume de l'air sec). En effet, la plupart des radiations ultraviolettes sont absorbées par cet élément, protégeant ainsi la terre de ces radiations nocives.

- **L'eau atmosphérique** : La troposphère contient la quasi-totalité de la vapeur d'eau. Cette couche qui s'élève jusqu'à 2000 m d'altitude contient à elle seule 50 % de la quantité totale de vapeur d'eau.
- **Les aérosols** : les aérosols sont des particules en suspension dans l'atmosphère qui ont en général des dimensions semblables à la longueur d'onde de la lumière, ils peuvent être des poussières, des cendres, des microcristaux, des microgouttelettes, des fumées de pollution industrielle dont la taille varie de 0,5 à 10 μm .
- **La couverture nuageuse** : les nuages sont constitués de gouttelettes d'eau dont la taille est nettement supérieure à la longueur d'onde.

d.2.2) Paramètres régissant l'effet de l'atmosphère

d.2.2.1) Le nombre d'air-masse

$$m = \frac{P_{atm}(0,88)^h}{1013 \sin \gamma} \quad (\text{I.14})$$

Où :

P_{atm} est la pression atmosphérique en mbar.

h est l'altitude en km.

d.2.2.2) La hauteur d'eau condensable

On appelle hauteur d'eau condensable, la hauteur d'eau liquide qui serait recueillie par cm^2 si toute la vapeur était condensée. On l'exprime en cm ou de préférence en g/cm^2 . Elle est reliée à la tension de vapeur par la formule empirique de Hahn :

$$w = 0,17 P_v \quad w \text{ en cm} \quad (\text{I.15})$$

P_v représente la tension de vapeur d'eau au sol en mbar. La hauteur d'eau condensable varie assez fortement suivant la latitude. La saison et l'humidité reste généralement comprise entre 0,5 et 6 cm.

d.2.2.3) La diffusion de Rayleigh

Il s'agit de la diffusion du rayonnement solaire par des particules ayant une taille moins importante que la longueur d'onde. Le coefficient de diffusion de l'onde s'écrit alors :

$$D_R = 0,008735 \lambda^{-4} \quad (\text{I.16})$$

d.2.2.4) La diffusion de Mie

Il s'agit de la diffusion du rayonnement solaire par des particules ayant une taille plus importante que la longueur d'onde. Le coefficient de diffusion de l'onde s'écrit alors :

$$D_M = \beta_A \lambda^{-\alpha'} \quad (\text{I.17})$$

α' est le coefficient de distribution granulométrique et β_A le coefficient de trouble d'Angstrom. Leurs valeurs selon l'état du ciel sont données dans le tableau I.4 :

Tableau I.4 : Coefficients de distribution granulométrique et de trouble d'Angstrom

Atmosphère	β_A	α'
Très pure	0,01	1,3
Pure	0,1	1,3
Polluée	0,2	1,3
Très polluée	0,4	1,3

d.2.2.5) Le coefficient de trouble de Linke

Le coefficient de trouble de linke est un coefficient qui décrit le trouble apporté par l'absorption par la vapeur d'eau et la diffusion de Rayleigh et de Mie. Ce coefficient est donné par la formule suivante :

$$T_L = 1,6 + 16\beta_A + 0,5 \ln p_v \quad (\text{I.18})$$

d.2.2.6) La fraction d'enseillement

La fraction d'enseillement est une expression indirecte de la nébulosité, elle permet d'estimer l'importance prise par les nuages dans les phénomènes de diffusion. Elle est mesurable dès qu'on connaît la durée d'insolation enregistrée par un héliographe.

$$\sigma = \frac{\text{durée d'insolation}}{\text{durée du jour}} \quad (\text{I.19})$$

d.2.3) Rayonnement direct

En tenant compte de l'effet de l'atmosphère sur le rayonnement solaire, l'éclairement direct I_D sur un plan d'inclinaison et d'orientation quelconques (β , α) pour un ciel quelconque (clair, nuageux...) est donné par l'expression suivante :

$$I_{Dir} = K \cos i (I_{cs} - 31T_L) e^{(-mT_L/(0,9m+9,4))} \quad (\text{I.20})$$

Où, K est un facteur correctif qui tient compte de la couverture du ciel (ciel non clair) :

$$K = \frac{\sigma}{1 + c(1 - \sigma)} \quad (\text{I.21})$$

Où, c est un paramètre de nuage compris entre 0 et 2. En ignorant les paramètres du climat du site étudié, on prend $c=1$.

d.2.4) Rayonnement diffus

En tenant compte de la diffusion par l'atmosphère, un plan d'orientation quelconque (β , α) recevra sous un ciel quelconque (clair, nuageux...) un éclairage par diffusion donné par l'expression suivante :

$$I_{Dif} = I_{Dir} \frac{0,9 - \sigma \left(0,9 - \frac{380 e^{\left(\frac{-4}{T_L} + \frac{-h}{7,8}\right)} (\sin \gamma) e^{\frac{T_L+6}{30}}}{(1300 - 57T_L) e^{\left(\frac{0,22h}{7,8}\right)} (\sin \gamma)^{\frac{T_L+36}{33}}} \right)}{0,1 + \sigma \left(0,9 - \frac{380 e^{\left(\frac{-4}{T_L} + \frac{-h}{7,8}\right)} (\sin \gamma) e^{\frac{T_L+6}{30}}}{(1300 - 57T_L) e^{\left(\frac{0,22h}{7,8}\right)} (\sin \gamma)^{\frac{T_L+36}{33}}} \right)} \quad (\text{I.22})$$

d.2.5) Rayonnement réfléchi

L'Albédo représente la fraction d'énergie solaire réfléchiée par une surface par rapport à l'énergie solaire incidente. Les valeurs les plus récurrentes de l'albédo sont données dans le Tableau I.5 :

Tableau I.5 : Valeurs de l'albédo

Type de surface	Albédo
Surface de lac	0,02 à 0,04
Forêt	0,05 à 0,15
Surface de la mer	0,05 à 0,15
Sol sombre	0,05 à 0,15
Culture	0,05 à 0,25
Sable léger et sec	0,25 à 0,45
Glace	0,6
Neige tassée	0,4 à 0,7
Neige fraîche	0,75 à 0,9
Miroir	1

d.2.6) Rayonnement global

Le rayonnement global reçu par un plan quelconque sera approximé à la somme du rayonnement lui parvenant directement du soleil et celui lui parvenant par diffusion. Bien qu'une surface inclinée soit susceptible de recevoir un rayonnement réfléchi par les corps qui l'entourent, ce rayonnement est négligé en raison de la difficulté d'estimer sa valeur. Ainsi :

$$I_G = I_{Dir} + I_{Dif} \quad (I.23)$$

1.2.2.6.2 Applications de l'énergie solaire

a) Le chauffage passif

Les gens utilisent le soleil pour éclairer ou chauffer leurs maisons depuis des siècles. Les anciens américains indigènes construisaient leurs maisons directement dans la paroi de la falaise du sud parce qu'ils savaient que le soleil se déplace bas dans le ciel du sud dans l'hémisphère du nord pendant l'hiver. Ils savaient aussi que le rocher massif de la falaise absorbe la chaleur en hiver et protège du vent en été, quand le soleil est plus haut dans le ciel, gardant ainsi leurs habitations fraîches. La version moderne de ce modèle du soleil accueillant est appelée soleil passif parce qu'il n'y a ni pompes, ni ventilateurs, ni d'autres dispositifs mécaniques utilisés. Ses caractéristiques de base comprennent de grandes fenêtres face au sud qui remplissent la maison avec de la lumière solaire naturelle, et des tuiles ou briques foncées qui stockent la chaleur du soleil et la libèrent dans l'habitat durant la nuit. Pendant l'été, quand le soleil est plus haut dans le ciel, les surplombs de fenêtres bloquent la lumière directe du soleil, qui maintient l'habitat frais. Les tuiles et les briques restent fraîches aussi pendant l'été. La conception solaire passive combinée à l'efficacité énergétique ira encore plus loin. Les caractéristiques éco-énergétiques telles que les fenêtres et les appareils à économie d'énergie, ainsi qu'une bonne isolation et ventilation peuvent faire une grande différence dans la quantité d'énergie consommée et par conséquent une réduction du coût de cette dernière.

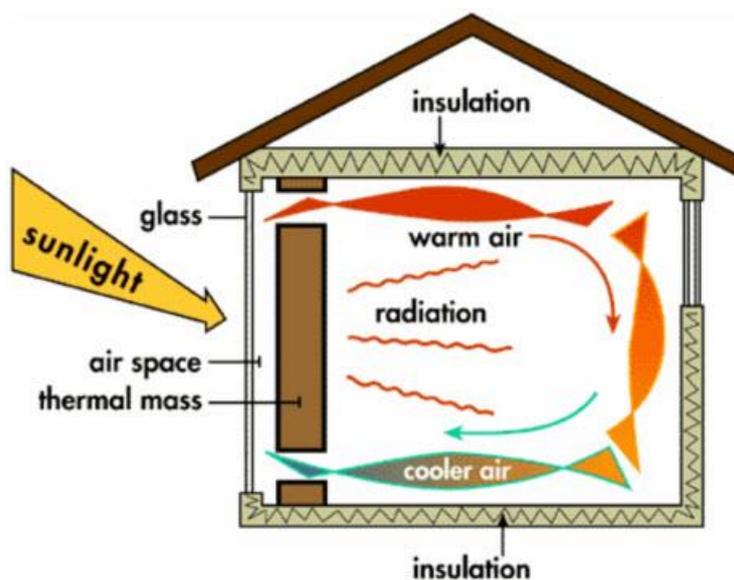


Figure I.19 : Chauffage solaire passif (Valinejad Shoubi & Valinejad Shoubi, 2015)

b) Le chauffage actif

L'énergie solaire peut être utilisée pour chauffer l'eau de notre maison ou notre piscine. La plupart des systèmes de chauffe-eau solaires sont constitués d'un collecteur solaire et d'un réservoir de stockage d'eau. Ils utilisent des collecteurs, généralement montés sur le toit plein sud, pour chauffer l'eau ou bien un fluide caloporteur, comme l'antigel non toxique. L'eau chauffée est stockée dans un réservoir similaire à celui utilisé dans les systèmes de chauffe-eau conventionnels électriques ou à gaz.

Il existe essentiellement trois types de capteurs solaires pour chauffer l'eau : plaque plate, tube sous vide, et celui à concentration. Le type le plus courant est la plaque plate, qui est une boîte imperméable isolée qui contient un absorbeur noir sous un couvercle transparent. Les capteurs à tubes sous vide composés d'une rangée de tubes transparents parallèles. Chaque tube se compose d'un tube externe en verre et un tube interne, ou un absorbeur, recouvert d'un revêtement qui absorbe l'énergie thermique et empêche la perte de chaleur. Les capteurs concentrateurs pour applications résidentielles ont habituellement des miroirs de forme parabolique (comme un creux) qui concentre l'énergie solaire sur un tube absorbeur appelé un récepteur qui court le long d'un axe du creux en miroir et contient un fluide caloporteur.

Les trois types de capteurs chauffent l'eau en faisant circuler l'eau domestique ou le fluide caloporteur tel que l'antigel non toxique du capteur au réservoir de stockage d'eau. Les capteurs le font activement ou passivement.

Les systèmes de chauffe-eau passifs utilisent la convection naturelle ou bien la pression d'eau domestique pour faire circuler l'eau à travers un capteur solaire vers un réservoir de stockage. Ils n'ont pas de composants électriques, ce qui les rend généralement plus fiables, faciles à maintenir et peut-être plus durables que les systèmes actifs. Un système actif utilise une pompe électrique pour faire circuler l'eau ou bien l'antigel non toxique à travers le système. Les systèmes actifs sont habituellement plus coûteux que les systèmes passifs, mais ils sont plus efficaces. Les systèmes actifs peuvent facilement être modernisés que les systèmes passifs parce que leurs réservoirs de stockage ne nécessitent pas d'être installés près ou au-dessus du capteur. De même, l'eau qui circule dans le système ne gèle pas dans les climats froids comme dans le cas des systèmes passifs. Cependant, du fait que ces systèmes utilisent l'électricité, ils ne fonctionneront pas en cas de panne de courant. C'est pourquoi plusieurs systèmes actifs sont maintenant combinés avec un petit panneau solaire électrique pour alimenter la pompe. La quantité d'eau chaude qu'un chauffe-eau solaire produit dépend du type et de la taille du système, de la quantité du rayonnement solaire disponible sur le site, de l'installation correcte, de l'angle d'inclinaison, et de l'orientation du capteur. Le chauffage solaire de l'eau est une alternative économique au chauffe-eau électrique. Pareillement, le chauffage de l'eau d'une piscine à l'aide de capteurs solaires peut faire économiser de l'argent.

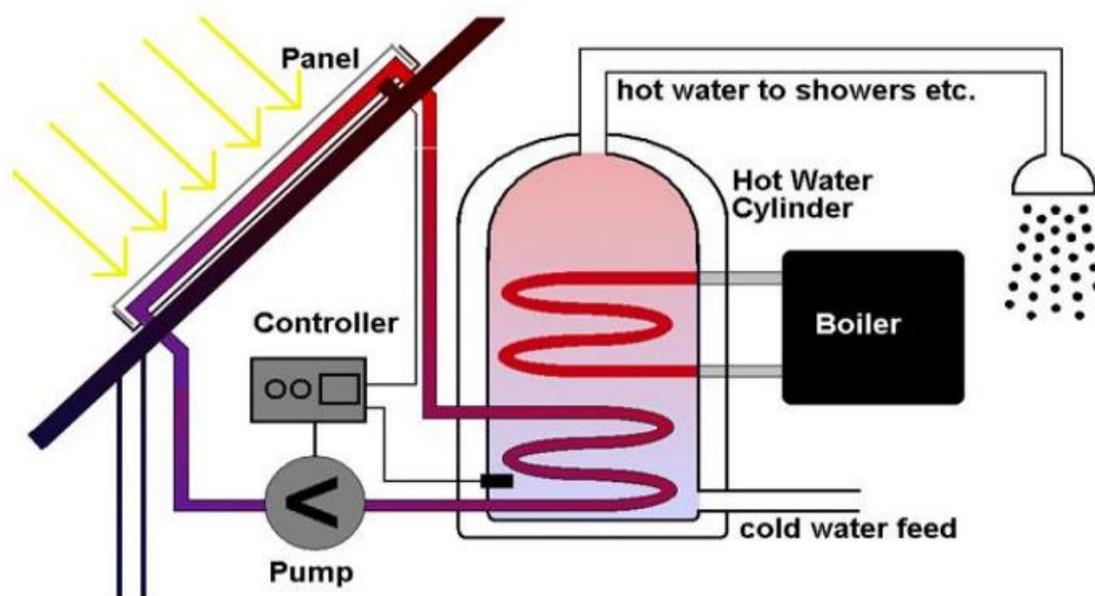


Figure I.20 : Schéma du chauffe-eau solaire actif (Aghaei, 2014)

Conclusion

La présence et la disponibilité des énergies renouvelables partout dans le monde n'est pas suffisante car ces énergies nécessitent aussi des efforts considérables pour les rendre efficaces et fiables. Des investigations et des études approfondies sont en cours pour parvenir à leur utilisation quotidienne dans tous les secteurs et domaines afin de remplacer les énergies fossiles et mettre fin au réchauffement climatique lié à leur utilisation.

II.

CHAPITRE II : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

II. CHAPITRE II : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE.....	39
Introduction.....	40
II.1 Capteur solaire	40
II.1.1 Capteurs non concentrateurs (stationnaires)	41
II.1.1.1 Capteurs solaires plans	41
II.1.1.2 Capteurs à tubes sous vide	44
II.1.1.3 Capteurs auto stockeurs ICS.....	45
II.1.2 Capteurs solaires concentrateurs	45
II.1.2.1 Capteurs cylindro-paraboliques	46
II.1.2.2 Capteurs paraboliques	47
II.1.2.3 Concentrateur linéaire de Fresnel	47
II.2 Modes de transfert de chaleur et pertes thermiques du capteur solaire plan	48
II.2.1 Différents modes de transfert de chaleur d'un capteur solaire plan	48
II.2.1.1 Conduction	48
II.2.1.2 Rayonnement	49
II.2.1.3 Convection	50
II.2.2 Pertes thermiques d'un capteur solaire plan	56
II.2.2.1 Pertes thermiques vers l'avant du capteur	58
II.2.2.2 Pertes thermiques vers l'arrière du capteur	64
II.2.2.3 Pertes thermiques par les parois latérales du capteur	64
II.2.3 Bilan thermique d'un capteur solaire	65
II.3 Analyse Bibliographie	65
Conclusion	72

Introduction

Dans le but de trouver une meilleure alternative aux énergies fossiles non renouvelables, les scientifiques de différents pays ont concentré ces dernières décennies leurs recherches sur les capteurs solaires plans plus particulièrement. Un aperçu général sur leurs types et leurs performances est donné dans ce chapitre. La première partie sera consacrée aux différents types de capteurs solaires ; alors que la deuxième concerne les différents modes de transfert de chaleur et les pertes thermiques dans un capteur solaire plan. La troisième et dernière partie sera dédiée à une analyse bibliographique autour des capteurs solaires plans et les techniques d'amélioration de leurs performances.

II.1 Capteur solaire

Le capteur solaire est un échangeur d'énergie spécial, il convertit l'énergie solaire radiative soit en énergie thermique ou en énergie électrique (photovoltaïque). Pour les applications thermiques, le rayonnement solaire est absorbé par un capteur sous forme de chaleur qui est ensuite transférée à un fluide caloporteur (air, eau ou huile). La chaleur transportée par le fluide caloporteur peut être utilisée pour fournir de l'eau chaude sanitaire / le chauffage, ou bien pour charger un réservoir de stockage d'énergie thermique à partir duquel la chaleur peut être consommée ultérieurement (durant la nuit ou bien pendant les jours nuageux) (Tian & Zhao, 2013).

Les capteurs solaires se distinguent essentiellement par leur mouvement : stationnaire, suivi à un axe, suivi à deux axes et par leur température de fonctionnement. Il existe essentiellement deux types de capteurs solaires : non concentrateurs ou stationnaires et concentrateurs. Un capteur non concentrateur a la même zone pour intercepter et absorber le rayonnement solaire, alors qu'un capteur solaire concentrateur de suivi du soleil a généralement une surface réfléchissante concave pour intercepter et focaliser le rayonnement solaire sur une zone de réception plus petite, augmentant ainsi le flux radiatif. Les capteurs solaires concentrateurs sont adaptés aux applications à haute température. Les capteurs solaires peuvent aussi être classés selon le type de fluide caloporteur utilisé et selon qu'ils soient couverts ou non couverts (Kalogirou, 2009). Un grand nombre de capteurs solaires est disponible sur le marché. La Figure II.1 montre les capteurs solaires les plus courants, (Kaltschmitt, et al., 2007).

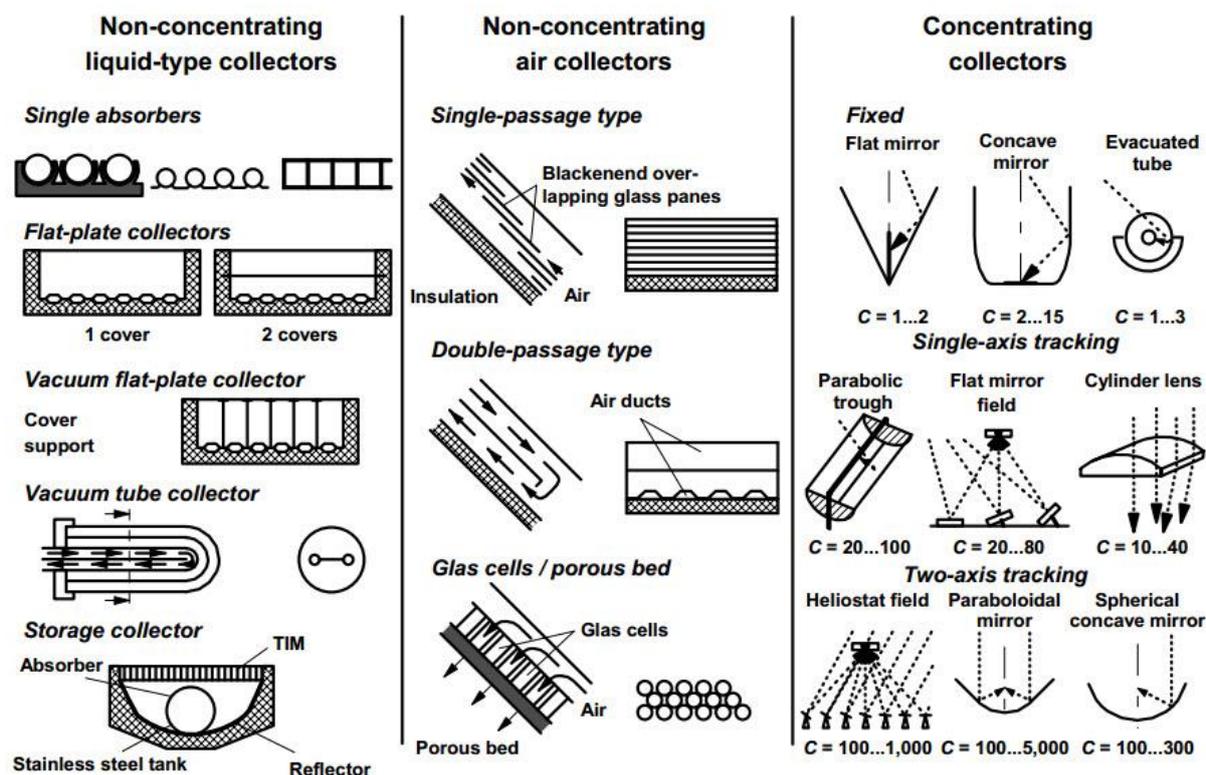


Figure II.1 : Aperçu des différents types de capteurs (C rapport de concentration, TIM matériaux isolant transparent) (Kaltschmitt, et al., 2007)

II.1.1 Capteurs non concentrateurs (stationnaires)

Tout d'abord on va examiner les capteurs solaires stationnaires. Ces capteurs sont fixés en permanence et ne suivent pas le mouvement du soleil. Plusieurs types entrent dans cette catégorie. Ce sont essentiellement les types suivants :

- Capteurs solaires plans
- Capteurs à tubes sous vide
- Capteurs auto stockeurs ICS

II.1.1.1 Capteurs solaires plans

Les capteurs solaires plans sont les types de capteurs les plus utilisés dans le monde pour les applications de chauffage d'eau sanitaire et le chauffage de l'espace par le soleil. Ces capteurs ont une gamme de température de fonctionnement en dessous de $-17\text{ }^{\circ}\text{C}$ à presque $80\text{ }^{\circ}\text{C}$, ce qui est précisément la gamme de fonctionnement requise pour ces applications. Ils sont durables et efficaces. Ce sont les normes auxquelles tous les autres types de capteurs sont

comparés (Ramlow & Nusz, 2010). Le terme “plan” est légèrement trompeur dans le sens où la surface absorbante peut ne pas vraiment être plane. Elle peut être une combinaison de formes plates, rainurées ou bien ayant d’autres formes avec des dispositifs d’évacuation de chaleur tels que des tubes ou des canaux (Gard & Prakash, 2006).

Les capteurs solaires plans sont des boîtes rectangulaires peu profondes qui mesurent généralement 1 m de largeur, 2,5 à 3 m de longueur et 10 à 15 cm de profondeur. Ces capteurs sont fabriqués avec un solide coffrage, une façade vitrée, un arrière solide et une isolation sur les parois latérales et l’arrière. Une plaque absorbante se trouve juste sous le vitrage. Dans la plupart des cas, cette plaque absorbante a des tubes qui traversent le haut et le bas du capteur, juste à l’intérieur du coffrage. Ces tubes sont généralement des tuyaux de cuivre de 2 à 2,5 cm de diamètre et s’étendent sur les deux côtés du capteur (Ramlow & Nusz, 2010).

II.1.1.1 Composants du capteur solaire à plaques plates

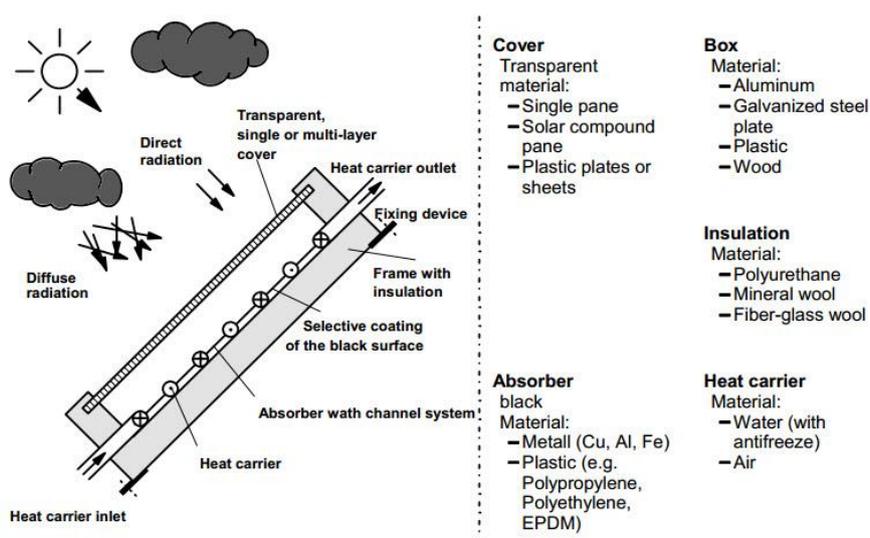


Figure II.2 : Matériaux et les principaux composants d'un capteur solaire plan de type liquide ainsi que sa conception schématique (Kaltschmitt, et al., 2007)

La Figure II.2 montre les principaux composants d'un capteur solaire plan de type liquide. Il se compose d'un absorbeur, d'une couverture transparente, d'un coffrage et de l'isolation thermique ainsi que de l'entrée et la sortie du fluide caloporteur. Ces principaux composants d'un capteur plan sont détaillés dans ce qui suit :

a) Absorbeur

Des plaques absorbantes sont nécessaires pour conduire le rayonnement du soleil vers le fluide caloporteur. La conception du revêtement de l'absorbeur affecte directement l'efficacité

de ce processus. Les revêtements absorbants sont évalués selon deux paramètres : l'absorption et l'émission. La première est le pourcentage du rayonnement solaire qui peut être absorbé, alors que la seconde est le pourcentage de la chaleur renvoyée par la plaque absorbante. Pour obtenir le gain de chaleur net, on doit soustraire ce qui est émis de ce qui est absorbé. La plupart des revêtements auront des taux d'absorption similaires dans une gamme située entre 90 à 98 %, mais varient dans leurs niveaux d'émission. Les peintures plates traditionnelles ou sélectives noires émettent de 15 à 30 % de leurs chaleurs, alors que les méthodes modernes de haute technologie telles que la pulvérisation, le dépôt physique de vapeur, le chrome noir ou le cristal noir, peuvent réduire les niveaux d'émission de 5 à 10 % (Ramlow & Nusz, 2010).

La forme de l'absorbeur influence également le rendement du capteur. La Figure II.3 montre un nombre de modèles de plaques absorbantes pour chauffe-eau solaire qui ont été utilisées avec plus ou moins de succès. La Figure II.3 (a) montre une conception de feuille liée dans laquelle les passages de fluide font partie intégrante de la plaque pour assurer un bon transfert thermique entre le métal et le fluide. Les Figures II.3 (b) et II.3 (c) montrent les chauffe-eaux solaires avec des tubes soudés, brasés ou autrement fixés aux surfaces supérieures ou inférieures des feuilles ou des bandes de cuivre. Les tubes de cuivre sont utilisés le plus souvent en raison de leur résistance supérieure à la corrosion (Kalogirou, 2009).

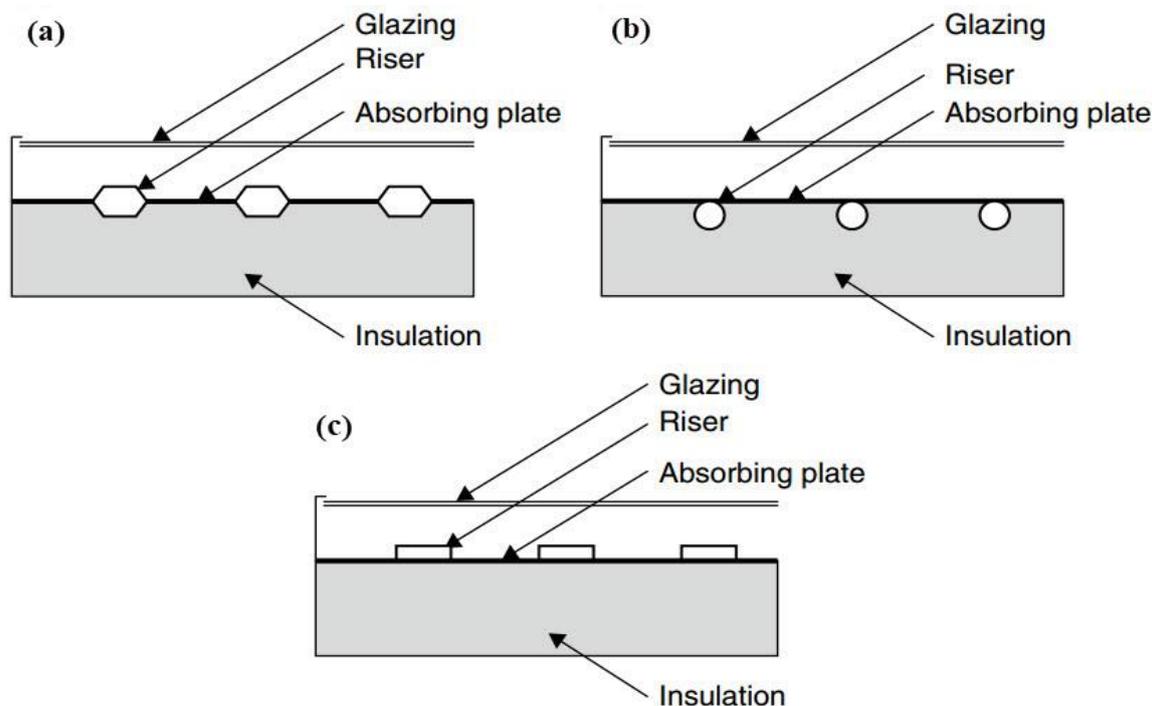


Figure II.3 : Différents types de configurations d'absorbeurs de capteur solaire plan pour le chauffage d'eau (Kalogirou, 2009)

b) Vitrage

Le vitrage est constitué de feuilles simples ou multiples de verre ou d'autres matériaux avec un haut facteur de transmission du rayonnement à ondes courtes et à faible transmission du rayonnement à ondes longues. Ceci ne réduit pas seulement les pertes convectives de la plaque d'absorption, mais réduit aussi les pertes radiatives du capteur dues à l'effet de serre. Le verre à faible teneur en fer est considéré comme la matière de vitrage la plus désirée en raison de sa haute transmission pour le rayonnement solaire (approximativement 0,85 – 0,87) et essentiellement zéro transmission pour le rayonnement thermique infrarouge se situant dans la gamme de longueurs d'ondes ($5,0 \mu\text{m} - 50 \mu\text{m}$) (Tian & Zhao, 2013).

c) Isolation

Pour réduire les pertes thermiques, le capteur plan est muni d'une isolation à l'arrière et sur les parois latérales. Généralement, les différents types d'isolation sont le polyisocyanurate, le polyuréthane expansé rigide et la laine minérale (fibres de verre ou laine de roche). Tous ces matériaux peuvent supporter les hautes températures prolongées expérimentées à l'intérieur du capteur solaire (Ramlow & Nusz, 2010).

II.1.1.2 Capteurs à tubes sous vide

L'arrière et les parois latérales d'un capteur plan sont généralement bien isolées, mais ce n'est pas le cas pour l'avant du capteur dont l'utilisation du vitrage pour son isolation n'est pas toujours satisfaisante. Ceci a incité les chercheurs à développer les capteurs à tubes sous vide. Ces derniers permettent la transmission du rayonnement solaire tout en minimisant les pertes thermiques convectives au maximum (Ramlow & Nusz, 2010).

Les capteurs à tubes sous vide sont construits d'une série de tubes en verre. Chaque tube est fabriqué de verre de borosilicate recuit (pyrex) et contient une plaque absorbante à l'intérieur du tube. Pendant le processus de fabrication un vide est créé à l'intérieur du tube en verre. L'absence de l'air dans le tube donne une excellente isolation, permettant de minimiser les pertes thermiques et par conséquent à l'absorbeur d'atteindre des températures plus élevées. En effet, l'air est un moyen de transfert convectif de la chaleur, si tout l'air est éliminé du tube, le mouvement de chaleur est interrompu (Ramlow & Nusz, 2010).

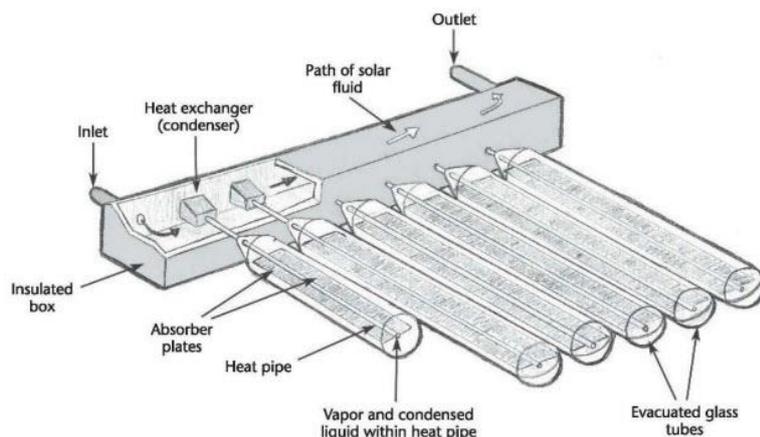


Figure II.4 : Diagramme schématique du capteur à tubes sous vide (Ramlow & Nusz, 2010)

II.1.1.3 Capteurs auto stockeurs ICS

ICS veut dire (Integral Collector Storage / capteur auto stockeur). Dans un capteur auto stockeur, le réservoir de stockage d'eau est l'absorbeur. Le réservoir est monté sur un coffre isolé avec un vitrage sur un côté et il est peint en noir ou revêtu d'une surface sélective. Le soleil brille à travers le vitrage pour arriver au réservoir noir, réchauffant l'eau qui se trouve dedans. Quelques modèles disposent d'un seul grand réservoir (140 à 230 litres, Fig II.5 (a)), alors que d'autres ont un nombre de tubes en métal raccordés en série (140 à 230 litres de capacité totale, Fig II.5 (b)). Les réservoirs simples sont généralement en cuivre. Ces capteurs pèsent 120 à 200 kg lorsqu'ils sont pleins. Donc, la structure de montage doit être suffisamment solide pour pouvoir supporter ce poids important (Ramlow & Nusz, 2010).

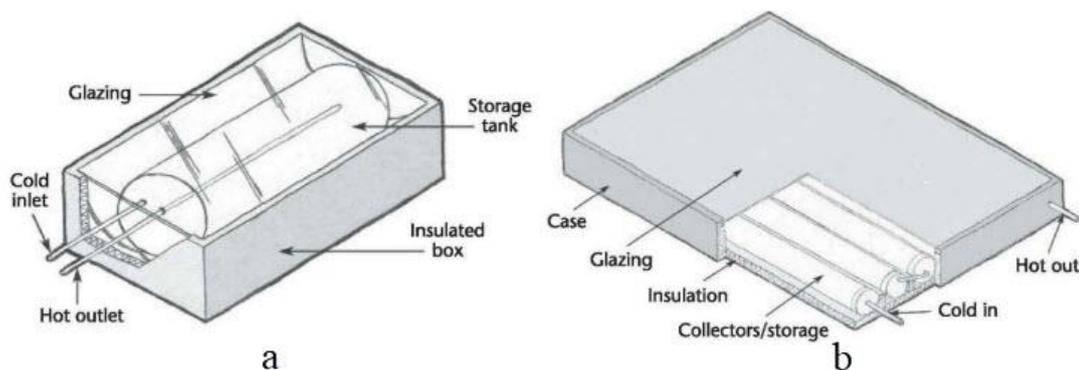


Figure II.5 : Capteur auto stockeur (a) un seul grand réservoir, (b) plusieurs réservoirs (Ramlow & Nusz, 2010)

II.1.2 Capteurs solaires concentrateurs

Les capteurs solaires concentrateurs (généralement équipés de la technique de suivi du soleil) ont un taux de concentration assez élevé qui leur permet d'atteindre des températures

plus élevées pour le fluide caloporteur, c'est-à-dire qu'il est possible d'obtenir une efficacité thermodynamique plus élevée (Tian & Zhao, 2013). Les capteurs concentrateurs sont classés en différents types. Parmi ces types on trouve :

- Les capteurs cylindro-paraboliques
- Les capteurs paraboliques
- Les concentrateurs linéaires de Fresnel

II.1.2.1 Capteurs cylindro-paraboliques

Les capteurs cylindro-paraboliques peuvent concentrer le taux de la lumière solaire à 40, selon la taille du creux, la température de la ligne focale peut être aussi élevée que 350 °C à 400 °C. L'élément clé de ces capteurs est un ensemble de miroirs paraboliques dont chacun a la capacité de réfléchir la lumière du soleil qui est parallèle à son axe symétrique à sa ligne focale commune. Au niveau de la ligne focale, un récepteur en métal noir (couvert d'un tube en verre pour réduire les pertes thermiques) est placé pour absorber la chaleur collectée (Tian & Zhao, 2013).

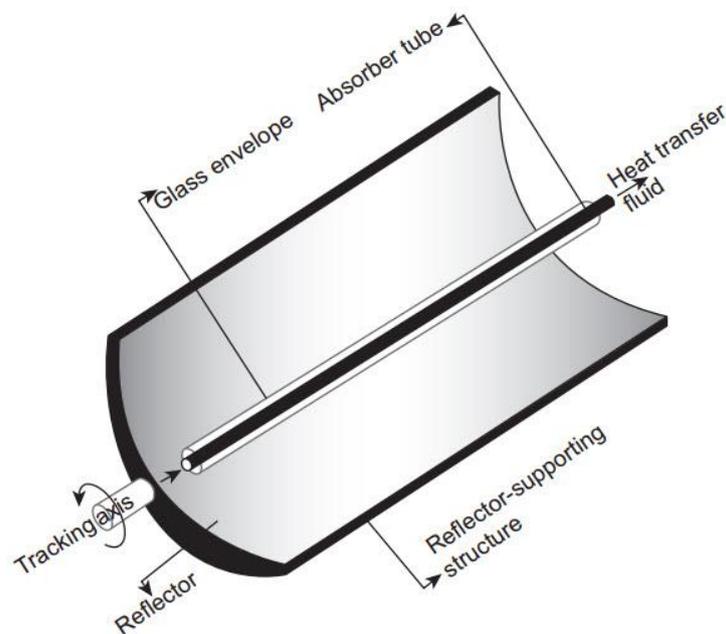


Figure II.6 : Schéma d'un Capteur cylindro-parabolique (Sarbu & Sebarchievici, 2017)

II.1.2.2 Capteurs paraboliques

Les capteurs paraboliques utilisent un rang de miroirs en forme d'assiettes paraboliques (forme ressemblante a une antenne parabolique) pour concentrer l'énergie solaire sur un récepteur situé à un point focal commun des miroirs de l'assiette (Tian & Zhao, 2013). Ils produisent soit de l'eau chaude sous pression ou de la vapeur à haute température. Les températures produites se situent entre 375 °C et 2000 °C. (Belessiotis, et al., 2016)

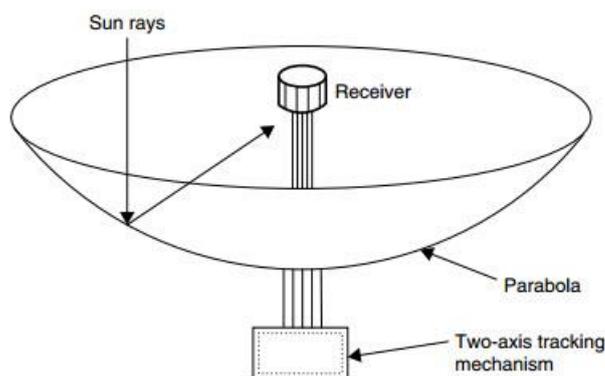


Figure II.7 : Schéma d'un capteur parabolique (Kalogirou, 2009)

II.1.2.3 Concentrateur linéaire de Fresnel

Il s'agit d'un héliostat de terrain. Les héliostats sont de grands miroirs plats ou légèrement incurvés qui sont montés sur des structures métalliques. Ces miroirs sont installés dans un champ pour que tout se concentre sur une chaudière située au sommet d'une tour. Ils produisent de la vapeur à haute température, 1000 °C, utilisée pour la production de l'électricité (Belessiotis, et al., 2016).

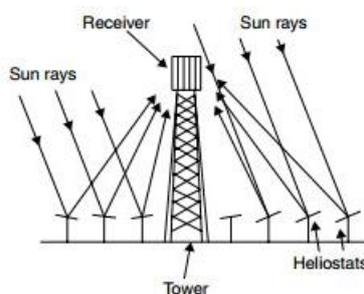


Figure II.8 : Schéma d'un concentrateur linéaire de Fresnel.(Kalogirou, 2009)

II.2 Modes de transfert de chaleur et pertes thermiques du capteur solaire plan

En pratique, les capteurs doivent être conçus de manière que l'efficacité soit élevée. Pour atteindre un objectif pareil, il y a deux méthodes : ou bien la réduction des pertes thermiques ou l'augmentation du rayonnement solaire incident et par conséquent, de la chaleur absorbée par unité de surface. Pour les capteurs solaires à basse température, la méthodologie de réduction des pertes thermiques est plus adaptée. En effet, il est possible de réduire les pertes thermiques en utilisant des couvertures transparentes, des surfaces absorbantes spécialement traitées, et en évacuant l'air de l'espace entre le couvercle et la surface absorbante. En revanche, pour les capteurs solaires à haute température, le rendement doit être augmenté en augmentant le rayonnement incident à travers les concentrateurs. Bien sûr, dans ce cas, seul le rayonnement direct est considéré (Sen, 2008).

Il y a trois modes de transfert de chaleur qui doivent être considérés dans n'importe quelle conception d'énergie solaire dans le but d'augmenter son efficacité. Sachant qu'un matériau chauffé par le rayonnement solaire cherche à atteindre l'équilibre thermique avec son environnement par des processus de : conduction, rayonnement et convection, pour un fonctionnement efficace d'un capteur solaire il est nécessaire de réduire les pertes thermiques (Sen, 2008).

II.2.1 Différents modes de transfert de chaleur d'un capteur solaire plan

II.2.1.1 Conduction

Ceci correspond au transfert de chaleur dans un corps solide où il y a au moins deux zones de chaleur différentes, c'est-à-dire une différence de température. Un tel transfert de chaleur est possible au moyen de vibrations du réseau atomique qui forme le corps du matériau. Le transfert de chaleur est proportionnel à la différence de température, dT le long d'une distance, dx , (dT/dx étant le gradient de température) et par conséquent, le flux de chaleur de conduction peut être exprimé comme (Sen, 2008).

$$q = -\lambda \frac{dT}{dx} \quad (\text{II.1})$$

Où q est la densité du flux de chaleur (W/m^2), T est la température, x est la direction de l'échange de chaleur, λ est la conductivité thermique du matériau. La conductivité thermique

est caractéristique du matériau et sa valeur est donnée pour quelques matériaux dans le Tableau II.1 (Sen, 2008).

Tableau II.1 : Conductivité thermique de quelques matériaux. (Sen, 2008)

Matériau	λ (W/m °C)
Métaux	
• Cuivre	385
• Aluminium	205
• Acier	50
Non-métaux	
• Verre	0,8
• Béton	0,8
• Bois	0,14
• Sciure	0,06
• Laine de roche	0,04
• Polystyrène	0,03
• Fibres de verre	0,03
Liquides	
• Eau	0,61
Gaz	
• Hydrogène	0,142
• Hélium	0,142
• Air	0,0239

II.2.1.2 Rayonnement

Le rayonnement thermique est le rayonnement électromagnétique transmis par un corps en raison de sa température et au détriment de son énergie interne. Le rayonnement thermique est donc de même nature que la lumière visible, les rayons x, et les ondes radio ; la différence entre eux réside dans les longueurs de leurs ondes et la source de leur génération. Tous les solides ou liquides chauffés, ainsi que certains gaz, émettent un rayonnement thermique. Le transfert de l'énergie par conduction nécessite la présence d'un milieu matériel, ce qui n'est pas le cas pour le rayonnement. En effet, le transfert radiatif se produit le plus efficacement dans le vide. Au niveau macroscopique, le calcul du rayonnement thermique est basé sur la loi de Stefan-

Boltzmann, qui relie le flux d'énergie émis par un radiateur idéal (ou corps noir) à la quatrième puissance de la température absolue (Rohsenow, et al., 1998).

$$q = \sigma T^4 \quad (\text{II.2})$$

Où $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ est la constante de Stefan-Boltzmann. Généralement, les surfaces d'ingénierie ne fonctionnent pas comme des radiateurs idéaux, et pour les surfaces réelles, la loi ci-dessus est modifiée comme suit (Rohsenow, et al., 1998).

$$q = \varepsilon \sigma T^4 \quad (\text{II.3})$$

Le terme ε est appelé émissivité de la surface et a une valeur entre 0 et 1. Quand deux corps noirs échangent par rayonnement, l'échange de chaleur net est alors proportionnel à la différence de leurs T^4 . L'échange de chaleur net entre deux corps 1 et 2 est donné par : l'équation suivante : (Rohsenow, et al., 1998).

$$q = \sigma(T_1^4 - T_2^4) \quad (\text{II.4})$$

II.2.1.3 Convection

Ceci est le processus par lequel l'énergie des surfaces chaudes est emportée par un fluide tel que l'eau. Le fluide circulant à travers une surface est chauffé, puis le volume chauffé est éliminé en raison de l'écoulement du fluide avec remplacement par un nouveau fluide froid. Ce transfert de chaleur est appelé refroidissement ou réchauffement par convection. La vitesse d'évacuation de la chaleur dépendra à la fois de la différence de température fluide-paroi ainsi que de la vitesse et des caractéristiques du fluide. Donc, l'écoulement de chaleur peut être exprimé comme suit (Sen, 2008) :

$$q = h(T_s - T_f) \quad (\text{II.5})$$

Où, la densité du flux convectif, est proportionnelle à la différence entre la température de la surface et la température du fluide, T_s et T_f , respectivement. Cette expression est connue comme la loi de refroidissement de Newton et le paramètre h est appelé coefficient de transfert de chaleur par convection. Ce coefficient dépend des conditions dans la couche limite, qui sont influencées par la géométrie de la surface, la nature du mouvement du fluide, et un ensemble de propriétés thermodynamiques et de transfert du fluide (Bergman, et al., 2011). Le Tableau II.2 représente quelques valeurs de h pour différents processus de convection.

Tableau II.2 : Coefficients de transfert de chaleur par convection pour différents processus (Bergman, et al., 2011)

Processus	h (W/m^2K)
Convection naturelle	
• Gaz	2-25
• Liquides	50-1000
Convection forcée	
• Gaz	25-250
• Liquides	100-20.000
Convection avec changement de phase	
• Ébullition ou condensation	2500-100.000

Le transfert de chaleur par convection peut être différent selon la nature de l'écoulement. La convection forcée est lorsque l'écoulement est provoqué par des moyens externes tels qu'un ventilateur, une pompe ou des vents atmosphériques. A titre d'exemple, l'utilisation d'un ventilateur pour fournir un refroidissement des composants électriques chauds (Fig II.9 (a)). Contrairement à une convection naturelle où l'écoulement est provoqué par les forces de flottabilité qui sont dues aux différences de densités causées par la variation de la température du fluide. Exemple, pour le transfert de chaleur par convection naturelle qui se produit lors du refroidissement des composants électriques exposés à l'air ambiant (Fig II.9 (b)). L'air qui est au contact des composants subit une augmentation de température et donc une réduction de densité. Puisqu'il est maintenant plus léger que l'air ambiant, les forces de flottabilité provoquent un mouvement vertical pour lequel l'air chaud remontant est remplacé par un apport d'air ambiant plus frais (Bergman, et al., 2011).

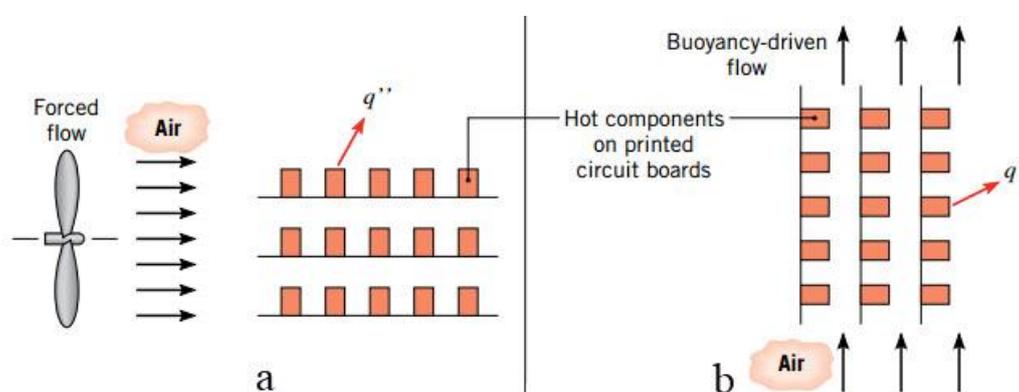


Figure II.9 : Processus de transfert de chaleur par convection. (a) Forcée. (b) Naturelle. (Bergman, et al., 2011)

II.2.1.3.1 Nombres adimensionnels

Les nombres adimensionnels jouent un rôle très important dans les phénomènes de transfert de chaleur par convection. Ci-dessous les nombres les plus importants :

- **Le nombre de Reynolds** : il représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses.

$$Re = \frac{\rho V L}{\mu} = \frac{V L}{\nu} \quad (\text{II.6})$$

Avec ρ la densité masse volumique du fluide (kg/m^3), V la vitesse (m/s), L la longueur caractéristique du système étudié et μ et ν les viscosités respectivement dynamique ($Pa \cdot s$) et cinématique (m^2/s).

- **Le nombre de Prandtl** : exprime le rapport entre la viscosité cinématique ν et la diffusivité thermique α du fluide. Il caractérise l'importance relative des effets visqueux et thermiques et ne dépend que des propriétés du fluide : (Leplat, 2009).

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (\text{II.7})$$

- **Le nombre de Grashof** : est le rapport entre l'effet de flottaison par force motrice d'Archimède et l'effet résistif de l'écoulement. Le nombre de Grashof joue un rôle identique à celui du nombre de Reynolds Re en convection forcée.

$$Gr = \frac{g\beta L^3 \Delta T}{\nu^2} \quad (\text{II.8})$$

Avec β est le coefficient de dilatation volumique du fluide à pression constante (K^{-1}) et g l'accélération de la pesanteur (m/s^2)

- **Le nombre de Rayleigh** : exprime le ratio des forces de poussée par les effets visqueux et de diffusion thermique. Il caractérise la vigueur de la convection naturelle en prenant en compte les propriétés du fluide : (Leplat, 2009).

$$Ra = Gr Pr = \frac{g\beta L^3 \Delta T}{\nu\alpha} \quad (\text{II.9})$$

- **Le nombre de Nusselt** : représente le rapport entre le flux transmis réellement vers la plaque et le flux qui serait transmis en régime purement conductif : (Leplat, 2009).

$$Nu = \frac{q_{Global}}{q_{Conduction}} = \frac{h_{conv}(T - T_{\infty})}{\lambda[-\partial T/\partial x]} = \frac{h_{conv}(T - T_{\infty})}{\lambda \frac{\Delta T}{L}} = \frac{h_c L}{\lambda} \quad (\text{II.10})$$

II.2.1.3.2 Convection naturelle dans les systèmes confinés

La convection naturelle dans une cavité fermée ne présente pas les mêmes caractéristiques que celles dans un milieu ouvert du fait qu'un même volume de fluide est considéré et qu'il interagit avec lui-même, rendant les conditions aux limites omniprésentes. Ces conditions aux limites ont une influence importante sur les phénomènes ayant lieu dans la cavité considérée (Swiatek, 2015).

(V. D. Souza, 2012) avait classé les différentes cavités en quatre catégories en fonction :

- De l'apport de chaleur : cette condition aux limites peut être à température ou à flux imposé selon les cas ; et peut être sur la totalité d'une face ou bien seulement sur une ou plusieurs parties.
- Du refroidissement : dans ce cas, on trouve des températures ou des coefficients de pertes imposés aux parois correspondantes lesquelles, de la même manière que pour l'apport de chaleur, peuvent être globaux ou partiels. Il est à noter que de manière générale, les autres parois sont supposées adiabatiques.
- Du rapport de forme de la cavité (sa géométrie) : il existe dans la littérature une grande variété de cavités étudiées, avec des géométries différentes au niveau de l'aspect et du rapport de forme (carré, rectangle, une face ondulée. . .).
- De l'inclinaison : ce paramètre peut avoir une influence sur le comportement du fluide dans la cavité (écrasement de la couche limite contre la paroi par rapport à une configuration verticale par exemple). En effet, ce paramètre changera les composantes du vecteur lié à l'accélération de la pesanteur, ayant des répercussions sur la poussée d'Archimède dans le système.

L'étude de la convection naturelle dans les systèmes confinés a été principalement consacrée au problème classique de Rayleigh-Bénard (la paroi inférieure chaude et celle du haut froide) et aussi le cas d'une cavité avec une paroi verticale chauffée et la paroi opposée froide. Cependant, dans une variété d'applications d'ingénieries, les cavités sont inclinées vers la direction de la gravité. Ainsi, les forces de flottabilité ont deux composantes par rapport aux parois de l'enceinte, ce qui modifie fortement la structure d'écoulement et le transfert de chaleur à l'intérieur de la cavité (Rasou & Prinos, 1997).

a) Cavité verticale

Cette configuration a vu apparaître les prémices de l'étude des écoulements de convection naturelle en milieu confiné. Elle se compose de deux parois verticales opposées et portées à des températures différentes alors que les autres parois sont supposées adiabatiques comme présentées dans la Figure II.10 (Leplat, 2009).

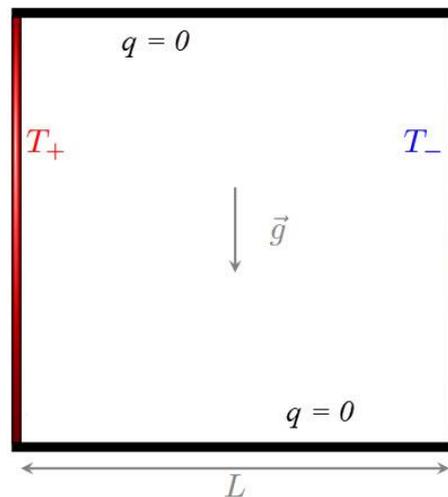


Figure II.10 : Cavité aux parois verticales différentiellement chauffées

La différence de température entre la source chaude et la source froide, même faible, entraîne une mise en mouvement du fluide par convection naturelle comme dans le cas de la plaque plane verticale chauffée et placée en milieu libre (Leplat, 2009). Le fluide près de la surface chaude monte tandis que celui près de la paroi froide descend. Cela établit une circulation dans la cavité entraînant le transfert de chaleur du côté chaud au côté froid (Jiji, 2006).

b) Cavité horizontale

La différence principale entre les enceintes chauffées verticalement (Fig II.10) et les enceintes chauffées par le bas horizontalement (Fig II.11) est que dans celles qui sont chauffées verticalement, un écoulement entraîné par la flottabilité est présent dès qu'une très petite différence de température est imposée entre les deux parois latérales. En revanche, dans les enceintes chauffées par le bas, la différence de température imposée doit dépasser une valeur critique avant que les premiers signes de mouvement de fluide et de transfert de chaleur convectif soient détectés (Bejan, 2004). Le transfert de chaleur dans des espaces confinés horizontaux implique deux situations :

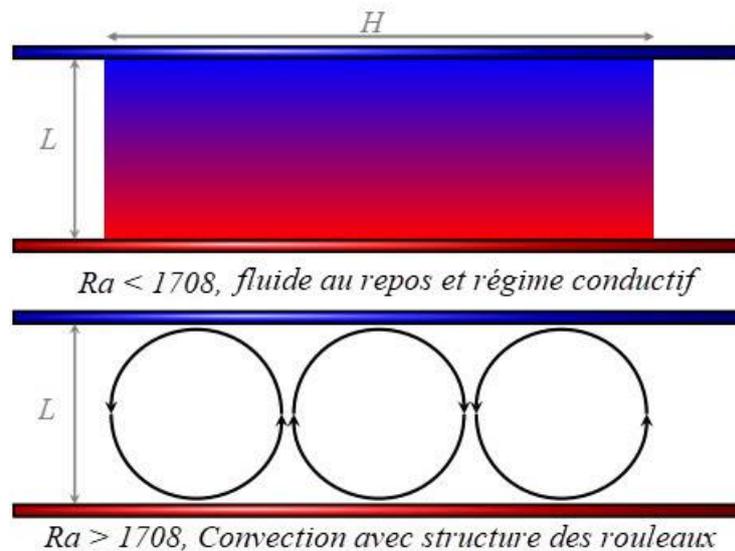


Figure II.11 : Convection naturelle de Rayleigh-Bénard

Dans le cas de l'orientation $\theta = 0^\circ$, un fluide chaud et léger se trouve sous le fluide froid et lourd, de sorte que la couche de fluide stationnaire soit intrinsèquement instable. Malgré cette instabilité, le fluide reste stationnaire à condition que Ra soit inférieur à un nombre de Rayleigh critique noté Ra_{cr} . La valeur de Ra_{cr} pour cette géométrie particulière est 1708. Pour $Ra > Ra_{cr}$, l'instabilité conduit à un état stationnaire de mouvement convectif dont la forme et l'intensité dépendent à la fois de Ra et Pr . Pour Ra légèrement supérieur à Ra_{cr} l'écoulement se compose de rouleaux réguliers, mais si Ra augmente, des modèles d'écoulement compliqué sont observés, et éventuellement l'écoulement devient instationnaire. Pour une valeur de Ra suffisamment élevée, il devient complètement turbulent (Rohsenow, et al., 1998).

Pour $\theta = 180^\circ$, le fluide léger et chaud se trouve au-dessus du fluide lourd et froid, donc la couche de fluide stationnaire (dans laquelle il n'y a pas de mouvement de fluide) est intrinsèquement stable, et $Nu = 1$ pour toutes les valeurs de Ra (Rohsenow, et al., 1998).

c) Cavité inclinée

Les études de la convection naturelle dans les cavités inclinées sont souvent simulées par des applications impliquant les capteurs solaires plans (Bergman, et al., 2011). Plusieurs études numériques et expérimentales ont été consacrées à étudier la convection naturelle dans les cavités inclinées dans le but d'examiner le nombre de Rayleigh critique (Hollands & Konicek, 1973), le rapport de forme et le comportement de transfert de chaleur (Ozoe, et al., 1974), (Ozoe, et al., 1975), (Arnold, et al., 1976). D'autres études ont développé des corrélations pour estimer le nombre de Nusselt pour différents paramètres (ElSherbiny, et al., 1982), (Inaba,

1984). Le couplage de la convection naturelle avec le rayonnement dans les cavités inclinées a aussi été étudié (Mezrhab, et al., 2007), (Rabhi, et al., 2008), (Vivek, et al., 2012). Pour de telles cavités, le mouvement du fluide consiste en une combinaison de structures de rouleaux de la Figure II.11 et de la structure cellulaire de la Figure II.10. Typiquement, la transition entre les deux types de mouvement du fluide se produit à l'angle d'inclinaison critique, θ_{cr} , avec un changement correspondant dans la valeur de Nu (Bergman, et al., 2011).

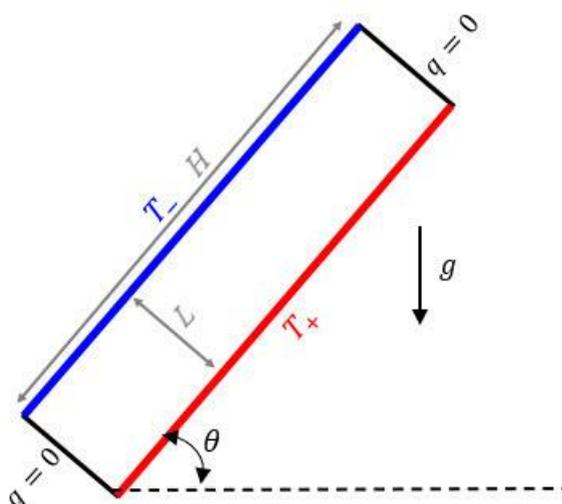


Figure II.12 : Cavité inclinée différentiellement chauffée

II.2.2 Pertes thermiques d'un capteur solaire plan

La Figure II.13 montre une représentation schématique des différentes pertes thermiques d'un capteur solaire plan. Ces pertes vers l'environnement sont une caractéristique importante pour un capteur solaire plan (Nguyen, et al., 2012). Lorsqu'une certaine quantité de rayonnement solaire tombe sur la surface d'un capteur, la plus grande partie est absorbée et livrée au fluide caloporteur et elle est emportée comme énergie utile. Cependant, comme dans tous les systèmes thermiques, les pertes de chaleur à l'environnement par différents modes de transfert de chaleur sont inévitables. Le réseau thermique d'un capteur plan à simple vitrage en termes de conduction, convection et rayonnement est montré par la Figure II.14 (a), et en termes de résistances entre la plaque et l'environnement par la Figure II.14 (b). D'une façon plus simple, les diverses pertes de chaleur d'un capteur peuvent être combinées en une seule résistance, R_t , comme montré sur la Figure II.14(c) et les pertes d'énergie par le capteur peuvent être écrites comme suit (Kalogirou, 2009).

$$q_t = \frac{T_{abs} - T_{amb}}{R_t} = U_t(T_{abs} - T_{amb}) \quad (\text{II.11})$$

Où :

- T_{abs} est la température de l'absorbeur
- T_{amb} est la température ambiante
- R_t est la résistance du transfert thermique du capteur vers l'environnement.
- U_t est le coefficient global des pertes thermiques

Le coefficient des pertes thermiques globales est donné par l'expression suivante (Kalogirou, 2009).

$$U_t = U_{av} + U_{ar} + U_{lat} \quad (\text{II.12})$$

Où :

- U_{av} est le coefficient des pertes thermiques vers l'avant du capteur.
- U_{ar} est le coefficient des pertes thermique vers l'arrière du capteur.
- U_{lat} est le coefficient des pertes thermique aux parois latérales.

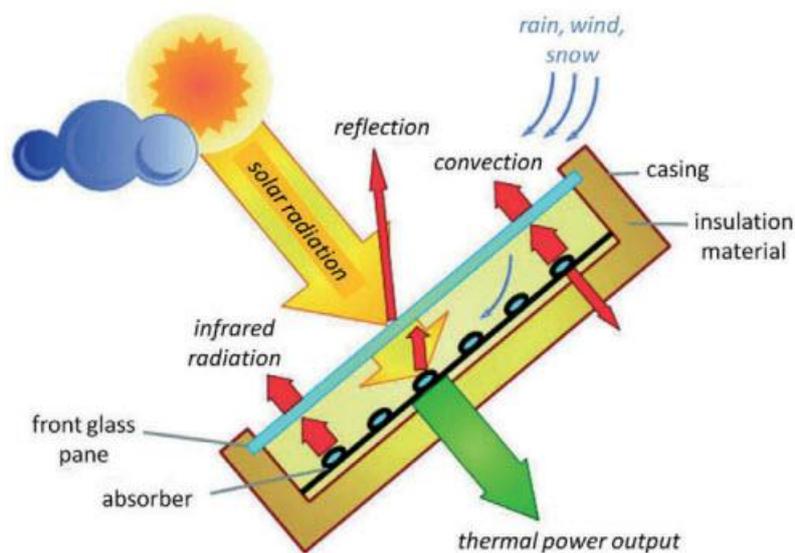


Figure II.13 : Différents types de pertes thermiques dans un capteur solaire plan (Rommel, et al., 2010)

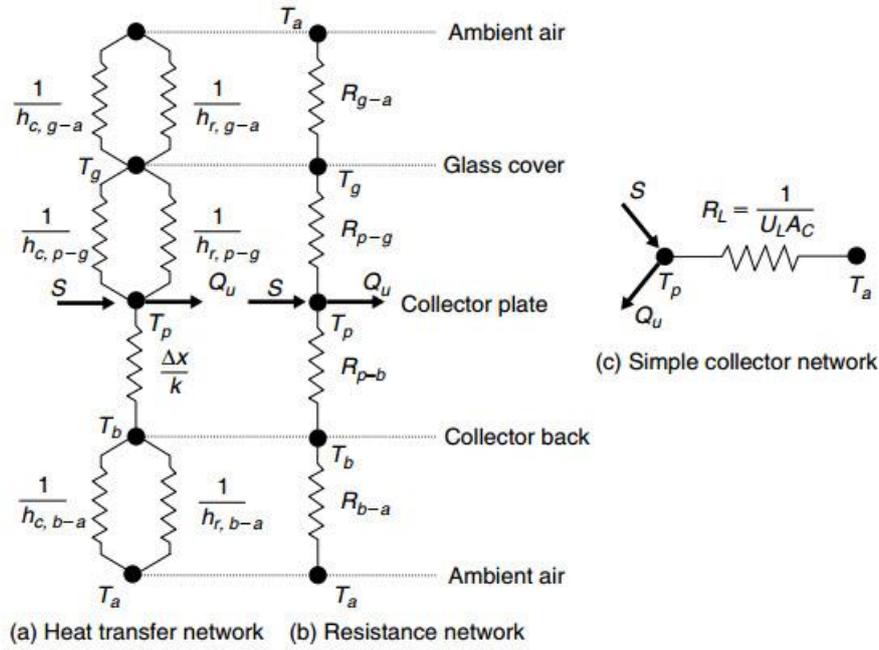


Figure II.14 : Réseau thermique d'un capteur à simple vitrage en termes de (a) conduction, convection et rayonnement ; (b) résistance entre la plaque et l'environnement ; et (c) le réseau d'un capteur simple vitrage (Kalogirou, 2009)

II.2.2.1 Pertes thermiques vers l'avant du capteur

Les pertes thermiques les plus importantes dans un capteur solaire plan sont les pertes vers l'avant. Les composantes essentielles de ces pertes sont :

- Les pertes convectives (naturelles) et radiatives entre l'absorbeur et la vitre.
- Les pertes convectives (forcées) et radiatives entre la vitre et l'environnement.

II.2.2.1.1 Pertes thermiques entre l'absorbeur et la vitre

Dans la lame d'air située entre l'absorbeur et la vitre, les pertes thermiques sont issues de transferts radiatif et convectif (convection naturelle). Ces pertes sont représentées par l'expression suivante :

$$q_{p,abs-vit} = (h_{rad,abs-vit} + h_{conv,abs-vit})(T_{abs} - T_{vit}) \tag{II.13}$$

a) Pertes radiatives

Les pertes radiatives entre l'absorbeur et la vitre sont données par :

$$q_{rad,abs-vit} = h_{rad,abs-vit}(T_{abs} - T_{vit}) \tag{II.14}$$

Pour deux plaques parallèles le coefficient d'échange radiatif $h_{rad,abs-vit}$ est donné par (Kalogirou, 2009).

$$h_{rad,abs-vit} = \frac{\sigma(T_{abs} + T_{vit})(T_{abs}^2 + T_{vit}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_{abs}} + \frac{1}{\varepsilon_{vit}} - 1} \quad (\text{II.15})$$

b) Pertes convectives

La densité du flux convectif entre l'absorbeur et la vitre est donnée par l'expression suivante :

$$q_{conv,abs-vit} = h_{conv,abs-vit}(T_{abs} - T_{vit}) \quad (\text{II.16})$$

Pour estimer les pertes convectives entre l'absorbeur et la vitre, il est nécessaire de déterminer le coefficient d'échange convectif dans la lame d'air du capteur. Si les effets de l'inclinaison du collecteur doivent être inclus, il est conseillé d'utiliser la corrélation de (Hollands, et al., 1976), cette dernière est donnée comme suit :

$$Nu = \frac{h_{conv,abs-vit}L}{\lambda} = 1 + 1,44 \left[1 - \frac{1708}{Ra \cos \theta} \right]^* \left[1 - \frac{1708(\sin 1,8\theta)^{1,6}}{Ra \cos \theta} \right] + \left[\left(\frac{Ra \cos \theta}{5830} \right)^{\frac{1}{3}} - 1 \right]^* \quad (\text{II.17})$$

Cette relation est valable pour :

$$\begin{cases} 0 < Ra \leq 10^5 \\ 0 \leq \theta \leq 75 \end{cases}$$

Où le signe (*) signifie que le terme entre parenthèses est pris égal à zéro quand il est négatif.

Pour le cas d'un capteur vertical, on peut utiliser la corrélation de (Shewen, et al., 1996) qui est donnée par : (Kalogirou, 2009)

$$Nu = \left[1 + \left(\frac{0,0665 Ra^{1/2}}{1 + (9000/Ra^{1.4})} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{II.18})$$

Cette relation est valable pour :

$$\begin{cases} Ra < 10^6 \\ \frac{H}{L} \geq 40 \end{cases}$$

Pour $75^\circ \leq \theta < 90^\circ$ et pour tous les rapports d'aspect la corrélation de (Ayyaswamy & Catton, 1973) est largement utilisée (Bergman, et al., 2011). Cette corrélation est donnée comme suit :

$$Nu(\theta) = Nu_{(\theta=0)} \cos^{1/4} \theta \quad (\text{II.19})$$

A partir des équations (II.13), (II.14) et (II.16) les pertes entre la vitre et l'absorbeur sont formulées comme suit :

$$q_{p,abs-vit} = \frac{T_{abs} - T_{vit}}{R_{abs-vit}} \quad (\text{II.20})$$

Dans laquelle la résistance thermique entre l'absorbeur et la vitre est exprimée par :

$$R_{abs-vit} = \frac{1}{h_{conv,abs-vit} + h_{rad,abs-vit}} \quad (\text{II.21})$$

II.2.2.1.2 Pertes thermiques entre la vitre et l'environnement

Les pertes thermiques entre la vitre et l'environnement est la somme des pertes radiatives et convectives (convection forcée). La densité du flux de chaleur perdu à l'environnement à travers la vitre est donnée par l'expression suivante :

$$q_{p,vit-amb} = (h_{rad,vit-amb} + h_v)(T_{vit} - T_c) \quad (\text{II.22})$$

Où :

- h_v est le coefficient de la convection du vent.
- T_c est la température du ciel.

a) Pertes radiatives

Pour prédire les performances des capteurs solaires, il est nécessaire d'évaluer l'échange radiatif entre la surface de la vitre et le ciel. Le ciel peut être considéré comme un corps noir pour certaines températures équivalentes du ciel, T_c de sorte que le transfert radiatif entre une plaque et le ciel soit donné par l'équation suivante (Duffie, et al., 2020) :

$$q_{rad,vit-amb} = h_{rad,vit-amb}(T_{vit} - T_{amb}) \quad (\text{II.23})$$

Pour une petite surface, (vitrage), entourée par une très grande surface (environnement) le coefficient d'échange radiatif est donné par l'expression suivante (Duffie, et al., 2020) :

$$h_{rad,vit-amb} = \frac{\sigma \varepsilon_{vit} (T_{vit} + T_c) (T_{vit}^2 + T_c^2) (T_{vit} - T_c)}{T_{vit} - T_{amb}} \quad (\text{II.24})$$

Pour déterminer la température du ciel, des corrélations ont été généralement établies selon les paramètres météorologiques qui sont mesurés à la surface de la terre (température de l'air, tension de la vapeur d'eau et de la couverture nuageuse du ciel). Les corrélations les plus simples de la température du ciel dépendent de la température de l'air sec ambiant, T_a (Adelard, et al., 1998).

$$\bullet \quad T_c = T_a \quad (\text{Adelard, et al., 1998}) \quad (\text{II.25})$$

$$\bullet \quad T_c = 0,0552 T_a^{1,5} \quad (\text{Swinbank, 1963}) \quad (\text{II.26})$$

$$\bullet \quad T_c^4 = T_a^4 (1 - 0,261 \exp(-7,77 \cdot 10^{-4} (T_a - 273)^2)) \quad (\text{Daguenet, 1985}) \quad (\text{II.27})$$

D'autres corrélations prennent en considération la tension de la vapeur d'eau P_v :

$$\bullet \quad T_c = T_a (0,56 + 0,08 P_v^{0,5})^{0,25} \quad (\text{CentenoV, 1982}) \quad (\text{II.28})$$

$$\bullet \quad T_c = T_a (0,55 + 3,85 \cdot 10^{-2} P_v^{0,5})^{0,25} \quad (\text{Daguenet, 1985}) \quad (\text{II.29})$$

La présence des nuages augmente légèrement l'importance de l'émission atmosphérique. Certaines corrélations prédictives plus complètes incluent les trois paramètres : la température de l'air (T_a), la tension de vapeur d'eau (P_v) et la couverture nuageuse par l'intermédiaire d'un coefficient (N_e). (Daguenet, 1985) a établi une corrélation pour des données nocturnes sans rayonnement solaire :

$$\bullet \quad T_c = (T_a (0,44 + 0,061 P_v^{0,5}) \left(1 - \frac{v N_e}{8}\right) + \frac{v N_e}{8})^{0,25} \quad (\text{II.30})$$

$N_e = 8$ pour un ciel clair et $N_e = 0$ pour un ciel nuageux, $v = 0,9$ pour les nuages à basse altitude, $v = 0$ pour le "cirrus", et $v = 0,8$ est recommandé comme valeur moyenne.

Pour des données quotidiennes la formule suivante est utilisée (Adelard, et al., 1998):

$$\bullet \quad T_c = \left(\frac{L}{\sigma}\right)^{0,25} \quad (\text{II.31})$$

Avec :

$$\left[\begin{array}{l} L = L_0(1 + 0,01 A) + \frac{BC(8 - N_e)}{8} \\ L_0 = 3,6(T_a - 273) + 231 \\ A = 10,1 \ln(P_v) - 12,3 \\ B = 1,7(T_a - 273) + 107 \\ C = -0,22 \ln(P_v) + 1,25 \end{array} \right]$$

$$\bullet T_c = 94 + 12,6 \ln(P_v) - 13K_0 + 0,341T_a \quad (\text{Aubinet, 1994}) \quad (\text{II.32})$$

K_0 : est le rapport entre l'irradiation solaire horizontale globale et l'irradiation solaire incidente

b) Pertes convectives

Les capteurs solaires plans sont toujours exposés au vent et par conséquent les pertes convectives par le vitrage au milieu ambiant sont importantes dans l'étude des capteurs solaires plans. Ce type de pertes est exprimé par l'équation suivante :

$$q_{conv,vit-amb} = h_v(T_{vit} - T_{amb}) \quad (\text{II.33})$$

Le paramètre majeur affectant la modélisation des pertes à l'air ambiant est le coefficient de la convection du vent h_v . Des pertes dues à la convection externe 3 à 4 fois plus grandes que les pertes radiatives ont été calculées (Palyvos, 2008).

La corrélation qui a été largement utilisée dans les capteurs solaires plans est celle suggérée par (McAdams, 1954). Sa forme est :

$$h_v = 5,7 + 3,8V \quad (\text{II.34})$$

Où V est la vitesse du vent en m/s.

Il est probable que les effets de la convection naturelle et du rayonnement soient inclus dans cette équation. Pour cette raison, (Watmuff, et al., 1977) rapporte que h_v devrait être donnée par l'équation suivante (Duffie, et al., 2020)

$$h_v = 2,8 + 3,0V \quad (\text{II.35})$$

Plusieurs autres corrélations d'estimation du coefficient de convection du vent ont été trouvées dans la littérature pour estimer le coefficient de convection du vent. Quelques-unes de ces corrélations sont rassemblées dans le tableau II.3.

Tableau II.3: Différentes corrélations d'estimation du coefficient de la convection du vent

L'équation	Validité	Référence	Numéro
$Nu = 0,86Re^{1/2}Pr^{1/3}$	$2 \cdot 10^4 \leq Re \leq 9 \cdot 10^4$	(Sparrow, et al., 1979)	(II.36)
$Nu = 0,94Re^{1/2}Pr^{1/3}$	$Re \leq 10^6$	(Duffie, et al., 2020)	(II.37)
$Nu = 0,568Re^{0,524}$	$\theta = 30^\circ$	(Onur, 1993)	(II.38)
$Nu = 1,067Re^{0,466}$	$\theta = 45^\circ$	(Onur, 1993)	(II.39)
$Nu = 1,23Re^{-0,5}$	$\theta < 40^\circ$	(Shakerin, 1987)	(II.40)
$Nu = 0,9Re^{-0,5}$	$\theta \geq 40^\circ$	(Shakerin, 1987)	(II.41)
$h_v = 5,7 + 3,8V$	$V < 5 \text{ m/s}$, surface lisse	(Palyvos, 2008)	(II.42)
$h_v = 6,2 + 4,3V$	$V < 5 \text{ m/s}$, surface rugueuse	(Palyvos, 2008)	(II.43)
$h_v = 8,7 + 9,4V$	$V > 4 \text{ m/s}$	(Ito, 1972)	(II.44)
$h_v = 6,47 + 6,806V$	Surfaces rugueuses	(Palyvos, 2008)	(II.45)
$h_v = 7,82 + 3,50V$	Surface très lisse	(Palyvos, 2008)	(II.46)
$h_v = 7,13V^{0,78}$	$5 < V < 24 \text{ m/s}$	(Palyvos, 2008)	(II.47)

A partir des équations (II.22), (II.23) et (II.33) les pertes thermiques entre la vitre et l'environnement sont données comme suit :

$$q_{p,vit-amb} = \frac{T_{vit} - T_{amb}}{R_{vit-amb}} \quad (II.48)$$

Où

$$R_{vit-amb} = \frac{1}{h_{rad,vit-amb} + h_v} \quad (II.49)$$

A partir de (II.21) et (II.49) le coefficient global des pertes avant U_{av} sera alors donné par :

$$U_{av} = \frac{1}{R_{av}} = \frac{1}{R_{abs-vit} + R_{vit-amb}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{conv,abs-vit} + h_{rad,abs-vit}} + \frac{1}{h_{rad,vit-amb} + h_v}} \quad (II.50)$$

Dans certains cas, les capteurs sont construits avec deux couvercles en verre pour minimiser les pertes thermiques. Dans ce cas, une autre résistance est ajoutée au système pour tenir compte du transfert de chaleur entre la première et la deuxième vitre. En suivant la même

analyse que précédemment, le coefficient global des pertes thermiques avant du capteur vers l'ambiante est (Kalogirou, 2009) :

$$U_{av} = \frac{1}{R_{av}} = \frac{1}{R_{abs-vit1} + R_{vit1-vit2} + R_{vit2-amb}} \quad (II.51)$$

$$U_{av} = \frac{1}{\frac{1}{h_{rad,abs-vit1} + h_{conv,abs-vit1}} + \frac{1}{h_{rad,vit1-vit2} + h_{conv,vit1-vit2}} + \frac{1}{h_{rad,vit2-amb} + h_v}} \quad (II.52)$$

II.2.2.2 Pertes thermiques vers l'arrière du capteur

Le coefficient des pertes thermique vers l'arrière U_{ar} est évalué en considérant les pertes par conduction et par convection de la plaque absorbante dans la direction du bas (dessous du capteur). Pour cela, il va être assumé que l'écoulement de chaleur est unidimensionnel et stationnaire. Dans la plupart des cas et pour une épaisseur d'isolation donnée, la résistance thermique associée au transfert thermique par conduction est dominante. Ainsi, en négligeant la résistance thermique convective à la surface inférieure du capteur, on a (Sukhatme & Nayak, 2008)

$$U_{ar} = \frac{\lambda_{is}}{e_{is}} \quad (II.53)$$

II.2.2.3 Pertes thermiques par les parois latérales du capteur

Comme dans le cas précédent, la résistance par convection est négligée devant celle due à la conduction au sein de l'isolant, donc les pertes thermiques par les parois latérales du capteur solaire plan sont données par l'expression suivante (Gard & Prakash, 2006):

$$U_{lat} = \frac{\lambda_{is} S_{lat}}{e_{is} S_{ca}} \quad (II.54)$$

Où : S_{lat} est la surface des parois latérales et S_{ca} est la surface du capteur solaire plan.

II.2.3 Bilan thermique d'un capteur solaire

En régime stationnaire, la performance d'un capteur solaire est définie par un bilan énergétique qui indique la distribution de l'énergie solaire incidente en un gain d'énergie utile Q_{ut} et pertes thermiques $Q_{p,t}$ (Duffie, et al., 2020), pour 1 m² de capteur solaire, on a :

$$\tau\alpha I_G = Q_{p,t} + Q_{ut} \quad (\text{II.55})$$

Où

$\tau\alpha I$: L'énergie solaire absorbée par l'absorbeur avec τ le coefficient de transmission et α le coefficient d'absorption.

La différence entre l'énergie à l'entrée et celle à la sortie du fluide caloporteur est le flux thermique évacué par le fluide caloporteur (équation (II.56)) où C_p et \dot{m} sont respectivement la capacité calorifique spécifique à pression constante et le débit massique du fluide caloporteur et T_{en} et T_{so} sont respectivement les températures d'entrée et de sortie de ce dernier (Kaltschmitt, et al., 2007).

$$Q_{ut} = \dot{m}C_p(T_{en} - T_{so}) \quad (\text{II.56})$$

L'efficacité η de la conversion de l'énergie du rayonnement solaire en chaleur utilisable dans le capteur solaire résulte du rapport du flux thermique utile transporté par le fluide caloporteur Q_{ut} à celui du rayonnement global incident I_G sur le capteur solaire (Kaltschmitt, et al., 2007)

$$\eta = \frac{Q_{ut}}{I_G} \quad (\text{II.57})$$

II.3 Analyse Bibliographie

L'amélioration de l'efficacité d'un capteur solaire plan est liée à la minimisation de ses pertes thermiques à l'environnement et donc à l'augmentation de la quantité d'énergie absorbée et transférée au fluide caloporteur.

Comme il a été déjà mentionné précédemment, les pertes thermiques les plus importantes sont à l'avant du capteur. Pour évaluer ces pertes, des solutions par itérations sont requises. Cependant, les itérations sont fastidieuses et prennent beaucoup de temps, surtout dans le cas

du capteur solaire plan à double vitrage, des chercheurs ont développé des équations semi-empiriques permettant de calculer le coefficient des pertes thermiques à l'avant du capteur solaire d'une manière simple et fiable. La première équation semi-empirique a été proposée par (Hottel & Woertz, 1942). Cette équation ne prend pas en compte le nombre de vitrage, l'espace entre l'absorbeur et la vitre et l'angle d'inclinaison. Pour cela, plusieurs chercheurs tels que (Klein, 1975), (Malhotra, et al., 1981) et (Garg & Datta, 1984) ont développé d'autres équations semi-empiriques pour inclure ces paramètres. Les équations semi empiriques de calcul du coefficient U_{av} peuvent avoir une précision acceptable pour certaines gammes de valeurs des variables, cependant, elles doivent être appliquées avec prudence pour d'autres gammes de valeurs de ces variables (Samdarshi & Mullick, 1994). L'étude de (Mullick & Samdarshi, 1988) a abouti à une technique pour améliorer l'estimation du coefficient U_{av} dans le cas d'un capteur solaire plan à simple vitrage représentée par une équation analytique. L'équation est valable pour une température de l'absorbeur située entre 50 à 150 °C, un coefficient d'émissivité de 0,1 à 0,95 et un coefficient d'échange h_v de 5 à 45 W/m²K. Cette équation est 5% plus précise que les équations semi-empiriques. Les mêmes auteurs (Mullick & Samdarshi, 1990), (Samdarshi & Mullick, 1991) ont développé d'autres équations analytiques dans le but d'évaluer le coefficient U_{av} pour un capteur solaire plan à double vitrage. Plus tard, (Samdarshi & Mullick, 1994) ont établi aussi une équation analytique évaluant U_{av} d'un capteur solaire plan avec n'importe quel nombre de vitrage. Cette équation est valable pour les différentes corrélations de la température du ciel et celles du coefficient h entre l'absorbeur et la vitre. De même, dans le but de calculer U_{av} pour une large gamme du nombre de Rayleigh $0 < Ra < 10^6$ (Subiantoro & Tiow Ooi, 2013) ont développé un modèle analytique en utilisant celui de (Samdarshi & Mullick, 1991) et ce dans les deux cas à simple et double vitrage. Les résultats obtenus à partir des équations développées donnent un bon accord avec ceux issus de leur étude numérique 2D. Les résultats montrent aussi que la meilleure épaisseur utilisée entre l'absorbeur et la vitre ou entre les deux vitres dans le cas d'un capteur à double vitrage est 11 mm.

Des chercheurs ont également présenté des études pour réduire les pertes thermiques et augmenter les performances du capteur solaire plan en utilisant différentes techniques. (Mintsa Do Ango, et al., 2013) ont fait une étude numérique tridimensionnelle du transfert thermique dans un capteur solaire plan avec un absorbeur en polymère. Les effets de plusieurs paramètres tels que l'épaisseur de la lame d'air, la longueur du capteur, l'intensité du rayonnement incident, le débit du fluide caloporteur et la température de ce dernier à l'entrée du capteur

solaire, ont été examinés. Les résultats montrent que la longueur du capteur solaire n'a aucun effet sur son efficacité. Cependant, l'épaisseur de la lame d'air influence l'efficacité du capteur et la meilleure épaisseur est environ de 10 mm. Concernant le débit, son augmentation conduit à une augmentation de l'efficacité et une diminution de la température du fluide caloporteur à la sortie du capteur solaire. Cette étude montre aussi que l'intensité du rayonnement solaire incident n'a qu'un faible effet sur l'efficacité d'un capteur solaire plan. En plus, il a été trouvé que la meilleure température du fluide caloporteur à l'entrée du capteur solaire est la même que la température ambiante. (Chen, et al., 2015) ont également fait une étude expérimentale dans le but de construire un capteur solaire plan incliné en polymère avec des caractéristiques thermiques élevées. Les résultats montrent que l'utilisation du polymère permet de réduire le poids du capteur de 67,8 % par rapport au capteur solaire traditionnel mais elle réduit aussi son efficacité de 8 à 15 %.

Dans le but de réduire les pertes convectives entre l'absorbeur et la vitre d'un capteur solaire plan incliné, (Hirasawa, et al., 2013) ont étudié expérimentalement l'utilisation d'un milieu poreux entre l'absorbeur et la vitre. Le milieu poreux est placé d'une manière à laisser passer le rayonnement solaire en direction de l'absorbeur. Les résultats montrent que l'utilisation d'un milieu poreux augmente le rendement du capteur solaire de 7 %.

(Ferahta, et al., 2011, 2012) ont fait une étude tridimensionnelle à l'aide du logiciel Fluent du comportement du transfert thermique par rayonnement et par convection dans la lame d'air d'un capteur solaire plan chauffé par le bas avec une densité de flux thermique constante et égale à 400 W/m^2 . Les résultats montrent que l'épaisseur de la lame d'air et la densité du flux thermique imposée à l'absorbeur ont une grande importance sur le comportement du transfert thermique. En utilisant le même logiciel (Bensaci, et al., 2017) ont fait une étude numérique bidimensionnelle dans le but d'examiner les effets du nombre de Rayleigh, de l'angle d'inclinaison et du rapport de forme sur le comportement du transfert de chaleur dans un capteur solaire plan simulé par une cavité rectangulaire chauffée par le bas et refroidie par le haut, avec des températures constantes. Les résultats de cette étude montrent que le comportement et le mode de transfert de chaleur dépendent des différents paramètres examinés.

Plus récemment, dans le but d'améliorer les performances d'un capteur solaire plan en fonction des différents paramètres de conception que sont : l'épaisseur, la conductivité et l'émissivité de l'absorbeur, l'épaisseur de la lame d'air entre l'absorbeur et la vitre, l'épaisseur d'isolation des parois latérales et de la face inférieure du capteur, le coefficient d'échange à

l'intérieur des tubes, la distance entre les tubes, la vitesse du vent et le rayonnement solaire incident, (Mapa, et al., 2019) ont développé un modèle mathématique basé sur le bilan énergétique. Les résultats de cette étude montrent que les paramètres qui influencent le plus les performances du capteur solaire plan avec augmentation de l'efficacité énergétique instantanée sont : l'épaisseur de la lame d'air, l'émissivité et la conductivité de l'absorbeur, la distance entre les tubes, la vitesse du vent et le rayonnement solaire incident.

D'autres études ont été consacrées à réduire les pertes convectives dans les capteurs solaires plans à l'aide de l'utilisation de partitions fixées dans l'espace d'air situé entre l'absorbeur et la vitre dans le but de bloquer l'écoulement convectif. Dans ce cadre (Amraqui, et al., 2011) ont étudié numériquement le couplage de la convection naturelle avec le rayonnement dans la lame d'air d'un capteur solaire plan équipé de partitions attachées à la surface supérieure de la cavité représentant la vitre. L'effet de la longueur des partitions et celui du rapport de forme du domaine de calcul pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh ont été examinés pour les deux cas de convection pure et de convection-rayonnement. Les résultats de cette étude montrent que l'augmentation de la longueur des partitions réduit le transfert convectif, par contre le transfert radiatif augmente. Concernant le rapport de forme, les résultats montrent que l'effet de ce dernier est faible pour les deux cas et qu'il devient nul ; au-delà d'une valeur de 1,5. Pour étudier l'effet de la stratégie des nids d'abeilles en polymère transparent sur les performances d'un capteur solaire plan incliné, (Mozumder, et al., 2014) ont entrepris une étude expérimentale. La forme des partitions est cylindrique avec une épaisseur de 0,1 mm et un diamètre de 1,1 cm. Les résultats de cette étude montrent que la stratégie des nids d'abeilles réduit les pertes thermiques pour un espace d'air entre l'absorbeur et les partitions de 3,3 mm. Les résultats montrent aussi que la meilleure efficacité de cette stratégie est obtenue dans le cas où l'angle d'incidence du rayonnement solaire est égal à 20°. (Yejjer, et al., 2017) ont fait une étude numérique tridimensionnelle de la convection naturelle dans une cavité rectangulaire inclinée qui représente un capteur solaire plan. Des partitions sont ajoutées entre les deux plaques chaude et froide dans le but d'étudier leur effet sur le comportement du transfert convectif pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh. Les résultats de cette étude montrent que pour les faibles valeurs du nombre de Rayleigh, le transfert est purement conductif et l'écoulement est stratifié ; quand le nombre de Rayleigh augmente le transfert convectif devient prédominant. Les résultats montrent aussi que la génération de l'entropie dépend du nombre de Rayleigh et que dans le cas des faibles valeurs de Ra, la génération de l'entropie est constante et qu'elle augmente avec l'augmentation de Ra. Ces résultats montrent aussi que

l'augmentation de la longueur des partitions affecte la structure de l'écoulement. En utilisant le logiciel Ansys Fluent (Laaraba & Khechekhouche, 2018) ont fait une étude numérique bidimensionnelle dont le but est de simuler les pertes convectives entre l'absorbeur et la vitre d'un capteur solaire plan vertical équipé de partitions attachées à la vitre. Les résultats montrent que l'augmentation du nombre et de la longueur des partitions conduit à la réduction des pertes convectives et que le nombre optimal est de 10 partitions avec une longueur de 4 mm. (Ferahta & Abid, 2018) ont effectué une étude expérimentale concernant l'amélioration de l'efficacité d'un capteur solaire plan. Pour atteindre cet objectif, ils ont examiné l'effet de l'épaisseur de la lame d'air entre l'absorbeur et la vitre et celui de la présence de partitions transparentes dans la lame d'air. Les résultats de cette étude ont montré que les épaisseurs d'air plus élevées que celle de référence donnée par le fabricant diminuent le rendement du capteur solaire, tandis que les épaisseurs inférieures à celle de référence l'augmentent. L'épaisseur optimale est égale à 17 mm. Les résultats ont aussi montré que la présence de partitions transparentes dans la lame d'air conduit à une amélioration de l'efficacité du capteur solaire. Deux structures ont été étudiées. Dans la première, seules des cloisons transversales ont été placées dans la lame d'air ; dans la seconde, des partitions longitudinales ont été ajoutées aux transversales pour former une structure de partitions croisées. Il a été trouvé que dans les deux cas l'augmentation de l'efficacité est significative et que la structure croisée conduit à une meilleure efficacité. En effet, l'efficacité moyenne du capteur solaire de référence a été multipliée par presque un facteur 3 dans le cas des partitions transversales, et par presque 3,5 dans le cas des partitions croisées. De même, (Garcia, et al., 2019) ont étudié expérimentalement l'efficacité d'un capteur solaire plan équipé de partitions transparentes distribuées uniformément dans la lame d'air située entre l'absorbeur et la vitre. Les expériences ont été menées dans les mêmes conditions climatiques sur quatre capteurs équipés de partitions et un sans partitions, utilisé comme référence. Le nombre de partitions utilisées est de 1 à 5. Les résultats ont montré que l'utilisation de partitions perpendiculaires à la surface du capteur n'a aucun effet sur l'efficacité du rayonnement solaire absorbé pour tous les cas étudiés. Cependant, l'inclinaison des partitions affecte l'efficacité du capteur solaire. En effet, il a été mis en évidence que l'utilisation de trois partitions inclinées conduit à réduire les pertes thermiques de 5,3 %. Cependant ces dernières augmentent si le nombre de partitions est supérieur à 3.

L'utilisation d'une deuxième vitre a aussi été étudiée par des chercheurs dans le but d'augmenter l'efficacité du capteur solaire plan. Ainsi, (Ozsoy, et al., 2014) ont étudié expérimentalement l'effet de la deuxième vitre sur les performances d'un capteur solaire plan

horizontal comparé à celui à simple vitrage. Les résultats de cette étude montrent que l'utilisation d'un capteur à double vitrage permet d'augmenter l'efficacité de 24 % pour une différence de température entre l'absorbeur et l'environnement égale à 40 °C. Les résultats montrent aussi que le capteur solaire à double vitrage est plus efficace dans les zones froides. Par ailleurs, (Manikandan & Sivaraman, 2016), (Vettrivel & Mathiazhagan, 2017) ont étudié l'effet de la deuxième vitre sur un capteur solaire plan incliné. Les résultats de ces études montrent que l'utilisation d'une deuxième vitre augmente l'efficacité du capteur de 43 % par rapport au capteur solaire à simple vitrage.

Par ailleurs, dans le but toujours d'augmenter les performances thermiques d'un capteur solaire plan, différentes formes de l'absorbeur ont été étudiées. Dans ce cadre (Varol & F.Oztop, 2008) ont fait une étude numérique bidimensionnelle de la convection naturelle dans la lame d'air d'un capteur solaire plan incliné en utilisant le logiciel CFD RC. Les auteurs ont étudié l'effet de l'inclinaison pour différents rapports de forme et valeurs du nombre de Rayleigh (10^6 à 510^7). Deux géométries de l'absorbeur ont été considérées : l'une plate et l'autre sinusoïdale. Les auteurs ont trouvé que la deuxième géométrie fait augmenter les pertes convectives. Les résultats montrent aussi que le transfert convectif baisse quand l'inclinaison augmente et ce pour deux géométries. (Sadaoui, et al., 2016) ont développé un code de calcul basé sur la méthode des volumes finis dans le but d'étudier le couplage de la convection naturelle avec le rayonnement dans une cavité inclinée qui simule la lame d'air d'un capteur solaire plan avec un absorbeur ondulé. Les effets de plusieurs paramètres tels que l'amplitude de l'ondulation, le rapport de forme, l'angle d'inclinaison ($0 - 90^\circ$) et le nombre de Rayleigh ($10^3 - 10^7$) ont été examinés. Les résultats de cette étude montrent que la structure de l'écoulement dépend de l'amplitude de l'ondulation, du nombre de Rayleigh, de l'angle d'inclinaison. Les résultats ont aussi montré que pour les faibles valeurs du nombre de Rayleigh, le transfert convectif diminue quand l'amplitude augmente, par contre pour les valeurs élevées du nombre de Rayleigh, l'augmentation de l'amplitude entraîne une augmentation du transfert convectif. (Fan, et al., 2019) ont étudié numériquement à l'aide du logiciel Ansys Fluent ainsi qu'expérimentalement l'effet d'un absorbeur ondulé en V muni de tubes triangulaires sur l'efficacité thermique et celle optique d'un capteur solaire plan. Pour cela, plusieurs paramètres tels que l'irradiation solaire globale et diffuse, la température d'entrée et le débit massique du fluide caloporteur ainsi que la vitesse du vent ont été examinés. Les résultats de cette étude montrent que l'absorbeur ondulé en V conduit à une augmentation de l'efficacité optique de 15,8 % par rapport à l'absorbeur plat, alors que l'efficacité thermique

augmente de 10,7 %. L'efficacité thermique augmente avec l'augmentation du débit massique, la température ambiante et l'irradiation solaire globale, alors qu'elle diminue avec l'augmentation de la température d'entrée, la vitesse du vent et l'irradiation solaire diffuse.

Durant ces dernières années, d'autres chercheurs se sont intéressés à l'augmentation des performances d'un capteur solaire plan en augmentant la conductivité du fluide caloporteur par l'ajout de nanoparticules. Ainsi, (Yousefi, et al., 2012) ont fait une étude expérimentale de l'efficacité thermique d'un capteur solaire plan incliné utilisant un fluide caloporteur représenté par le nanofluide MWCNT-H₂O (Multi Walled Carbon Nanotubes / nanotubes de carbone multi feuillets), le Triton x-100 est utilisé comme tensioactif sur la stabilité du nanofluide. Trois paramètres ont été examinés dans cette étude : le débit massique (0,0167 à 0,05 kg/s), la fraction massique des nanoparticules (0,2 % et 0,4 %) et l'effet du tensioactif.

Les résultats de cette étude montrent que l'utilisation de MWCNT-H₂O avec le Triton x-100 conduit à une augmentation de l'efficacité thermique du capteur solaire pour les deux fractions massiques. Cependant dans le cas du MWCNT-H₂O sans tensioactif, l'efficacité du capteur solaire est réduite dans le cas de la fraction de nanoparticules égale à 0,2 %.

Les mêmes auteurs ont étudié expérimentalement l'effet des différents PH du nanofluide MWCNT-H₂O avec le tensioactif Triton x-100 sur l'efficacité d'un capteur solaire plan. Les résultats montrent qu'à chaque fois que le PH s'éloigne du point isoélectrique du PH l'efficacité du capteur augmente. (He, et al., 2015) ont utilisé le nanofluide Cu-H₂O comme fluide caloporteur dans le but d'augmenter l'efficacité d'un capteur solaire plan incliné. Pour cela, différentes tailles et fractions volumiques des nanoparticules sont examinées pour un débit égal à 140 l/h. Les résultats montrent que les meilleures taille et fraction sont 2,5 μm et 0,1 % respectivement. Pour ces valeurs, des augmentations notables de la conductivité du Cu-H₂O et de la température de l'eau du réservoir qui utilise Cu-H₂O comme fluide caloporteur sont enregistrées. En effet, cette dernière a augmenté de 12,24 % par rapport au réservoir qui utilise l'eau pure comme fluide caloporteur. Les résultats montrent aussi que dans le réservoir de Cu-H₂O, le gain de la chaleur augmente aussi de 24,52 % par rapport au réservoir de l'eau pure. De même, l'efficacité du capteur a augmenté de 23,83 % dans le cas du Cu-H₂O, alors que le coefficient de frottement n'a augmenté que de 0,1 % par rapport au capteur à l'eau pure. (Verma, et al., 2017) ont aussi étudié expérimentalement les effets de différents nanofluides utilisés comme fluides caloporteurs sur les efficacités énergétique et exergetique d'un capteur solaire plan. Les nanofluides utilisés sont : Al₂O₃-H₂O, TiO₂-H₂O, SiO₂-H₂O, Cu-H₂O et

MWCNT-H₂O. Les expériences ont été faites avec une fraction de 0,75 % et un débit massique de 0,025 kg/s. Les résultats montrent que l'utilisation d'un nanofluide conduit à une augmentation de l'efficacité énergétique et exergetique et ce pour tous les nanofluides. Les meilleures performances sont obtenues pour le nanofluide MWCNT-H₂O avec une amélioration de 29,32 % pour l'efficacité énergétique et 23,47 % pour l'efficacité exergetique ; ainsi, le MWCNT-H₂O est le meilleur pour la réduction de la génération de l'entropie avec 65.55 % par rapport au capteur utilisant l'eau pure.

Conclusion

Dans ce chapitre les différents types de capteurs solaires ont été passés en revue ainsi que les différents modes de transfert thermique qui y ont lieu. L'accent a été mis plus particulièrement sur les pertes thermiques à l'arrière, latérales et surtout à l'avant du capteur solaire car ces dernières ont une grande influence sur le rendement thermique du capteur solaire. Enfin ; une analyse bibliographique a été effectuée afin de mettre en évidence les différentes corrélations d'évaluation des coefficients des différentes pertes thermiques ainsi que les techniques utilisées pour les minimiser.

III. CHAPITRE III : APPROCHE NUMERIQUE

III.	CHAPITRE III : APPROCHE NUMERIQUE	73
	Introduction.....	74
III.1	Les équations gouvernantes.....	74
III.1.1	L'équation de continuité.....	74
III.1.2	L'équation de la quantité de mouvement.....	75
III.1.3	L'équation de l'énergie	75
III.2	CFD	76
III.2.1	Comment fonctionne un code CFD.....	77
III.2.1.1	Préprocesseur	78
III.2.1.2	Solveur	83
III.2.1.3	Le post processeur	94
	Conclusion	94

Introduction

La CFD est devenue un outil très important dans la recherche et l'industrie afin d'étudier les écoulements d'un fluide par la résolution numérique des équations qui les régissent. Ce chapitre commence par une discussion sur les équations gouvernantes avec une clarification pour chacune d'elles, et se termine par une brève description de la CFD et de son utilisation comme outil de conception de base dans toute une classe d'application en ingénierie. Les principaux éléments d'un code CFD avec les algorithmes et les méthodes numériques les plus utilisés y sont aussi présentes.

III.1 Les équations gouvernantes

Les équations fondamentales de la dynamique des fluides sont basées sur les lois universelles de conservation et de bilans suivantes (Pletcher, et al., 2013) :

- Conservation de la masse
- Bilan de la quantité de mouvement
- Conservation de l'énergie

L'équation de continuité est le résultat de l'application de la loi de la conservation de la masse à un écoulement de fluide. L'équation du bilan de la quantité de mouvement n'est rien que la deuxième loi de Newton. L'application de cette loi à un écoulement de fluide donne une équation vectorielle appelée équation du mouvement. La loi de la conservation de l'énergie est identique à la première loi de la thermodynamique et l'équation de la quantité de mouvement qui en résulte est connue sous le nom de l'équation de l'énergie (Pletcher, et al., 2013).

Ces équations s'écrivent comme suit :

III.1.1 L'équation de continuité

L'application de la loi de conservation de la masse à un fluide qui traverse un volume de contrôle fixé et infinitésimal donne l'équation de continuité qui s'écrit comme suit (Pletcher, et al., 2013) :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla (\rho \vec{v}) = 0 \quad (\text{III.1})$$

III.1.2 L'équation de la quantité de mouvement

L'application de la seconde loi de Newton à un fluide qui traverse un volume de contrôle fixé et infinitésimal donne l'équation de la quantité de mouvement suivante (ANSYS, 2020) :

$$\frac{\partial(\rho \vec{v})}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla(\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (\text{III.2})$$

Où p est la pression statique, $\bar{\tau}$ est le tenseur des contraintes de viscosité du fluide, et $\rho \vec{g}$ et \vec{F} sont respectivement la force de gravité et autres forces volumiques externes.

III.1.3 L'équation de l'énergie

L'application de la première loi de la thermodynamique sur un fluide qui traverse un volume de contrôle fixé et infinitésimal donne l'équation de l'énergie interne E (Pletcher, et al., 2013). ANSYS Fluent résout l'équation de l'énergie dans la forme suivante (ANSYS, 2020) :

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla(\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \left(\lambda_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\bar{\tau}_{eff} \vec{v}) \right) + S_h \quad (\text{III.3})$$

Où :

- λ_{eff} est la conductivité effective et \vec{J}_j est la diffusion du flux des espèces j .
- $\frac{\partial(\rho E)}{\partial t}$ est le terme temporel
- $\nabla(\vec{v}(\rho E + p))$ est la variation de l'énergie par convection
- $\lambda_{eff} \nabla T$ est la variation de l'énergie par conduction
- $\sum_j h_j \vec{J}_j$ est la diffusion des espèces
- $(\bar{\tau}_{eff} \vec{v})$ est la dissipation visqueuse
- S_h est la source d'enthalpie

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (\text{III.4})$$

Où h est l'enthalpie.

III.2 CFD

CFD est l'abréviation de Computational Fluid Dynamics qui est la mécanique des fluides numérique. C'est l'analyse du système comprenant l'écoulement des fluides, le transfert de chaleur et les phénomènes liés tel que les réactions chimiques. Ces analyses sont effectuées avec des simulations numériques basées sur l'outil informatique. La technique est puissante et couvre une large gamme de domaines et d'applications industrielles ou non industrielles comme l'aérodynamique des avions et des véhicules, les turbomachines, l'ingénierie électrique et électronique...etc (Versteeg & Malalasekera, 2007) .

A partir des années 60, l'industrie aérospatiale a intégré la technique du CFD dans la conception, la recherche, et la fabrication d'avions et des moteurs à propulsion. Récemment, la CFD est appliquée à divers problèmes d'ingénierie tel que : la conception des moteurs à combustion interne, chambres de combustion des turbines à gaz, capteurs solaires...etc. La CFD devient de plus en plus un élément essentiel dans la conception des produits et des procédés industriels. (Versteeg & Malalasekera, 2007)

On estime le coût minimum du matériel utilisé pour la CFD entre 5.000 £ et 10.000 £ (plus le coût de la maintenance annuelle). Les frais de licence permanente pour les logiciels commerciaux varient généralement de 10.000 £ à 50.000 £. Les maisons du logiciel CFD peuvent organiser des licences annuelles renouvelables. Evidemment, les coûts d'investissement d'une capacité CFD ne sont pas minimales, mais le coût total n'est pas aussi élevé qu'une installation expérimentale de haute qualité (Versteeg & Malalasekera, 2007). Par ailleurs, la CFD a des avantages et des inconvénients en la comparant avec l'approche expérimentale comme représenté dans le tableau suivant :

Tableau III.1 : Comparaison entre les approches expérimentale et numérique (Pletcher, et al., 2013)

Approche	Avantages	Inconvénients
Expérimentale	<ul style="list-style-type: none"> • Etude réelle des phénomènes 	<ul style="list-style-type: none"> • Matériel requis • Problèmes de mise à l'échelle • Difficultés de mesure

		<ul style="list-style-type: none"> • Coût élevé de la conception
CFD	<ul style="list-style-type: none"> • Permet au concepteur de simuler différentes conditions • Les phénomènes physiques compliqués peuvent être résolus • Évaluation rapide des variations de conception 	<ul style="list-style-type: none"> • Coût élevé des outils informatiques • Des erreurs peuvent survenir en raison de modèles d'écoulements simples ou de conditions aux limites simplifiées • Le temps de calcul peut s'étendre pour les phénomènes compliqués

Le but ultime des développements dans le domaine de la CFD est de fournir une capacité comparable avec d'autres CAO (Conception Assistée par Ordinateur) (Versteeg & Malalasekera, 2007). La principale raison pourquoi la CFD est retardée est la complexité des équations qui nécessitent d'être résolues ; à leur tête, l'équation de Navier-stokes qui modélise incroyablement avec précision tout un ensemble de phénomènes tels que : l'écoulement incompressible, compressible, turbulent ou laminaire (Moukalled, et al., 2016).

III.2.1 Comment fonctionne un code CFD

Les codes CFD se composent d'algorithmes numériques qui peuvent résoudre les problèmes d'écoulements des fluides. Pour fournir un accès facile à leurs pouvoirs de résolution tous les logiciels CFD commerciaux incluent des interfaces utilisateur sophistiquées pour entrer les paramètres du problème et pour examiner les résultats. Par conséquent, tous les codes contiennent trois principaux éléments : (i) un préprocesseur, (ii) un solveur et (iii) un post-processeur (Versteeg & Malalasekera, 2007).

La figure suivante montre les étapes les plus importantes de la simulation numérique :

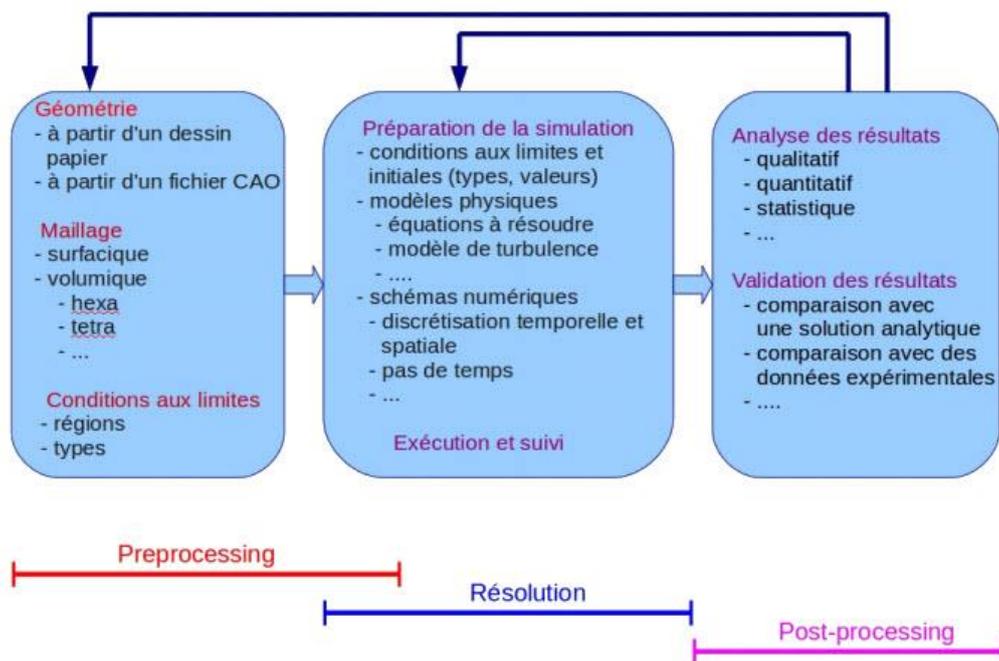


Figure III.1 : Les étapes de la simulation numérique

III.2.1.1 Préprocesseur

Le préprocesseur consiste en l'entrée d'un problème dans un programme CFD au moyen d'une interface conviviale et la transformation ultérieure de cette entrée en une forme adaptée à l'utilisation par le solveur. Les activités au stage préprocesseur contiennent (Versteeg & Malalasekera, 2007) :

- La définition de la géométrie : le domaine de calcul.
- La subdivision du domaine en un certain nombre de sous-domaines plus petits : une grille (ou un maillage) de cellules.
- Définition des conditions aux limites appropriées au niveau des cellules dans les limites du domaine.

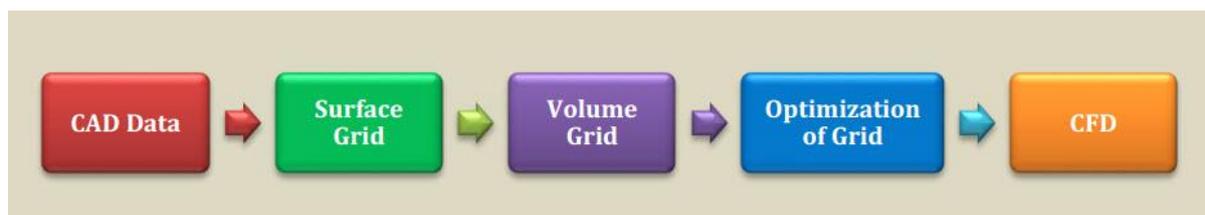


Figure III.2 : Méthodologie générale de la génération du maillage (Sadrehaghighi, 2020)

La solution à un problème du mouvement du fluide (vitesse, pression, température etc.) est définie aux nœuds à l'intérieur de chaque cellule. La précision d'une solution CFD est régie par le nombre de cellules de la grille. En général, pour une solution précise avec un maillage de nombre de cellules raisonnable, il est nécessaire de créer un maillage non uniforme qui soit plus fin dans les zones de fort gradient des variables (P, V, T ...etc.) et plus grossier dans les régions où la variation des variables est faible ou constante (Versteeg & Malalasekera, 2007). Plusieurs logiciels sont utilisés pour la génération des maillages tels que PATRAN, IDEAS, POINTWISE et le logiciel Gambit que nous avons utilisé dans notre étude. Gambit est un mailleur 2D/3D ; pré-processeur qui permet de mailler des domaines de géométrie d'un problème de CFD.

Gambit regroupe trois fonctions : définition de la géométrie du problème (construction si la géométrie est simple ou bien import de la géométrie CAO), le maillage et sa vérification, la définition des frontières (type de conditions aux limites) et définition du domaine de calcul (Fedala, 2007).

III.2.1.1.1 Maillage

La génération du maillage (2D ou 3D) est une phase très importante dans une analyse CFD, vu son influence sur la solution calculée. Un maillage de très bonne qualité est essentiel pour l'obtention d'un résultat de calcul précis, robuste et signifiant. La qualité du maillage a un sérieux impact sur la convergence, la précision de la solution et surtout sur le temps de calcul (Nouri & Ravelet, 2013).

Le maillage est composé d'une grille structurée ou non-structurée, ou la combinaison des deux types de grilles (Maillage hybride).

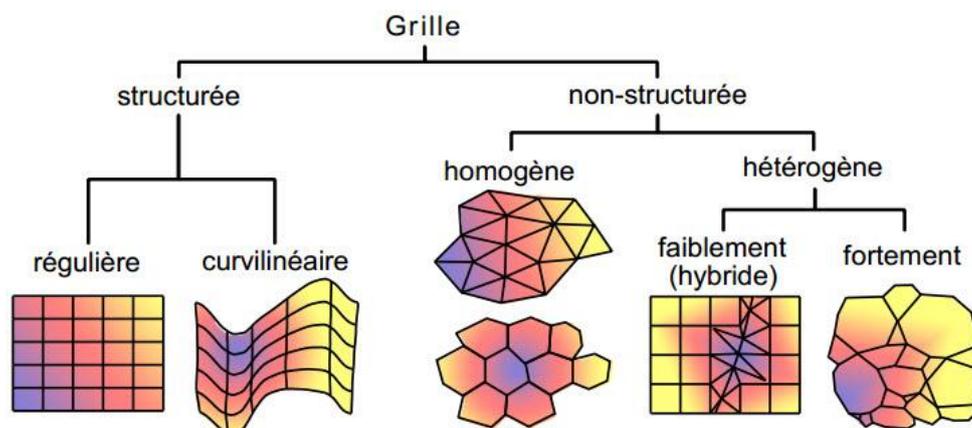


Figure III.3 : Différents types de maillage (Buatois, 2008)

a) Maillage structuré

Il est beaucoup plus facile de le générer en utilisant une géométrie multi-bloc, il présente les avantages suivants (Fedala, 2007):

- Economique en nombre d'éléments, présente un nombre inférieur de mailles par rapport à un maillage non structuré équivalent.
- Réduit les risques d'erreurs numériques car l'écoulement est aligné avec le maillage.

Ses inconvénients :

- Difficile de le générer dans le cas d'une géométrie complexe
- En effet, il est difficile d'obtenir une bonne qualité de maillage pour certaines géométries complexes

b) Maillage non structuré

Les éléments de ce type de maillage sont générés arbitrairement sans aucune contrainte quant à leur disposition (Fedala, 2007).

Ses avantages :

- Peut-être généré sur une géométrie complexe tout en gardant une bonne qualité des éléments
- Les algorithmes de génération de ce type de maillage (tri/tétra) sont très automatisés

Ses inconvénients :

- Très gourmand en nombre de mailles comparativement au maillage structuré
- Engendre des erreurs numériques (fausse diffusion) qui peuvent être plus importante si on le compare avec le maillage structuré

c) Maillage hybride

Maillage généré par un mélange d'éléments de différents types, triangulaires ou quadrilatéraux en 2D, tétraédriques, prismatiques, ou pyramidaux en 3D. Il combine les avantages des maillages structuré et non structuré (Nouri & Ravelet, 2013).

III.2.1.1.2 Technique générale de génération du maillage

En pratique, il n'existe pas de règle précise pour la création d'un maillage valable, cependant il existe différentes approches qui permettent d'obtenir une grille acceptable. Nous pouvons résumer ces règles ainsi (Nouri & Ravelet, 2013) :

- Maintenir une bonne qualité des éléments,
- Assurer une bonne résolution dans les régions à fort gradient,
- Assurer un bon lissage dans les zones de transition entre les parties à maillage fin et les parties à maillage grossier,
- Minimiser le nombre total des éléments (temps de calcul raisonnable).

a) Coefficient de distorsion

Le facteur de distorsion est nul pour des éléments « parfaits » (carrés, triangles équilatéraux). Notons que les grandes valeurs du facteur de distorsion induisent des erreurs de calcul et ralentissent considérablement le processus de convergence. Quelques distorsions peuvent être tolérées si elles sont situées dans des régions à faible gradient. Le tableau III.2 illustre la variation de la qualité des éléments de maillage en fonction de la valeur du coefficient de distorsion F_d (Nouri & Ravelet, 2013) :

Tableau III.2 : Qualité associée au facteur de distorsion (Nouri & Ravelet, 2013)

F_d	0-0.25	0.25-0.50	0.50-0.80	0.80-0.95	0.95-0.99	0.99-1.00
Qualité	Excellente	Bonne	Acceptable	Pauvre	Très Pauvre	Mauvaise

Le facteur de distorsion F_d (skewness) peut être défini de deux façons différentes. Pour des éléments triangulaires ou tétraédriques, le calcul est basé sur le volume équilatéral (voir Figure III.4) (Nouri & Ravelet, 2013).

$$F_d = \frac{\text{Taille}_{\text{element optimal}} - \text{Taille}_{\text{element généré}}}{\text{Taille}_{\text{element optimal}}} \quad (\text{III.5})$$

L'autre formulation, applicable pour tout élément, est basée sur la déviation angulaire, avec θ l'angle de l'élément (Nouri & Ravelet, 2013) :

$$F_d = \max \left\{ \frac{\theta_{\max} - 90}{90}, \frac{90 - \theta_{\min}}{90} \right\} \quad (\text{III.6})$$

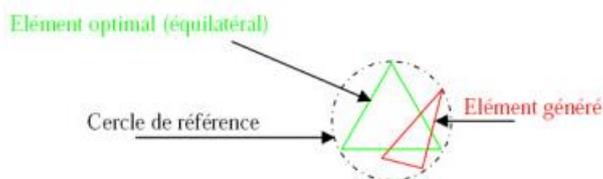


Figure III.4 : Définition de skewness sur un volume triangulaire (Nouri & Ravelet, 2013)

b) Raffinement

La notion de raffinement ou résolution concerne plus particulièrement les zones qui présentent un fort gradient, ainsi un bon raffinement d'un maillage localement plus fin permet de mieux décrire les phénomènes physiques qui existent dans ces zones telles que les ondes de choc, ou les phénomènes liés à la couche limite. La plupart des maillages proposent des méthodes de maillage particulières pour réaliser en proche paroi des maillages structurés dont on maîtrise la taille (voir Figure III.5) (Nouri & Ravelet, 2013).

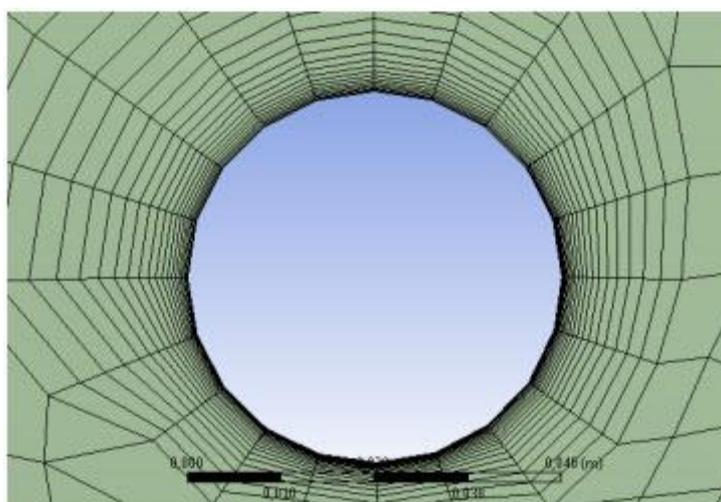


Figure III.5 : Exemple de maillage en proche paroi de type maillage de couche limite (Nouri & Ravelet, 2013)

c) Lissage

Le changement dans la taille des éléments du maillage d'une zone maillée à une autre doit être graduel, la variation de la taille des éléments de deux zones adjacentes ne doit idéalement pas dépasser 20% à 30% (voir Figure III.6) (Nouri & Ravelet, 2013).

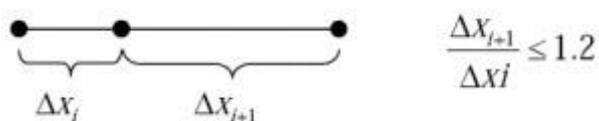


Figure III.6 : Evolution de la taille des éléments (Nouri & Ravelet, 2013)

III.2.1.1.3 Convergence de maillage

Dans une modélisation CFD, la solution doit être indépendante de la densité du maillage pour être sûr du réalisme de la solution que donne le solveur après convergence. De manière systématique, pour tout calcul par CFD on se doit de réaliser et de présenter un test de convergence en maillage, en reportant l'évolution d'une grandeur, tant qu'à faire que l'on souhaite mesurer par la simulation en cours (le coefficient de frottement à une paroi, la différence de charge hydraulique aux bornes d'une pompe, un coefficient de transfert thermique) en fonction de la taille du maillage que l'on raffine successivement (voir Figure III.7) (Nouri & Ravelet, 2013).

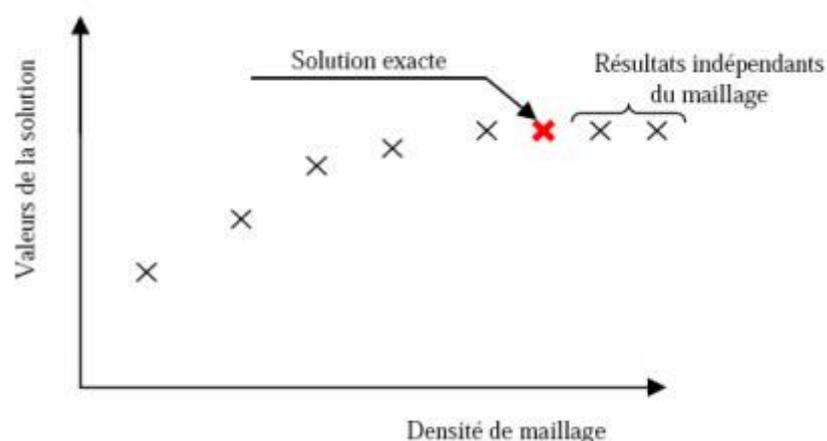


Figure III.7 : Test de convergence en maillage (Nouri & Ravelet, 2013)

III.2.1.2 Solveur

III.2.1.2.1 Les méthodes numériques utilisées

En mécanique des fluides, la résolution numérique des équations de conservation s'effectue par différentes méthodes numériques. Les principales méthodes de résolution numérique utilisées en CFD sont : la méthode de différences finies, la méthode des éléments finis et la méthode des volumes finis.

Une discrétisation par la méthode des différences finies est basée sur la forme différentielle de l'EDP (Équations aux Dérivées Partielles) à résoudre. Chaque dérivée est remplacée par une formule de différence approximative (qui peut généralement être dérivée d'une extension de la série Taylor). Le domaine de calcul est divisé en cellules hexaédriques (la grille) et la solution sera obtenue à chaque point nodal. Cette méthode est plus facile à comprendre lorsque la grille physique est cartésienne. La discrétisation se traduit par un système d'équations de la variable

aux points nodaux, et une fois la solution trouvée, une solution discrète est obtenue (Attou, 2019).

Par contre, pour la méthode des éléments finis, le domaine sur lequel l'équation différentielle partielle s'applique est divisé en un nombre fini de sous-domaines appelés éléments. Sur chaque élément une simple variation des variables dépendantes est supposée et cette description par morceaux est utilisée pour construire une image de la façon dont la variable varie sur l'ensemble du domaine (Shaw, 1992).

Par ailleurs, la méthode des volumes finis est largement décrite par (Patankar, 1980), c'est une méthode de discrétisation qui convient bien à la simulation numérique de différents types (elliptique, parabolique ou hyperbolique, par exemple) des lois de conservation. Elle a été largement utilisée dans plusieurs domaines de l'ingénierie, tels que la mécanique des fluides, le transfert de chaleur et de masse ou l'ingénierie pétrolière (Attou, 2019).

Au début, la méthode a été développée comme une formulation spéciale de la méthode des différences finies. L'algorithme numérique de la méthode des volumes finis contient les principales étapes suivantes (Popa, 2002) :

- Le domaine d'analyse (de calcul) est divisé en volumes finis (génération du maillage) ;
- L'intégration formelle des équations sur tous les volumes de contrôle ;
- La discrétisation, qui implique la substitution des différentes approximations de type différences finies pour les termes intégrés en représentant différents processus d'écoulement comme la convection, la diffusion et le terme source. Le résultat est la conversion des intégrales dans un système d'équations algébriques ;
- La résolution du système d'équations algébriques par l'utilisation d'une méthode itérative.

La première étape qui est l'intégration sur le volume de contrôle, fait la distinction entre la méthode des volumes finis et toutes les autres techniques numériques. Le résultat de l'intégration exprime la conservation exacte de la grandeur physique, Φ , sur chaque volume de contrôle. Cette relation claire entre l'algorithme numérique et le principe de conservation physique détermine la principale attraction de la méthode des volumes finis et son concept devient plus facile à comprendre que le concept de la méthode des éléments finis (Popa, 2002).

La conservation de la variable générale d'écoulement, Φ , qui peut être par exemple une composante de la vitesse ou de l'enthalpie, sur le volume de contrôle peut être exprimée comme un bilan entre les différents processus qui tendent de l'augmenter ou bien de la baisser, c'est-à-dire

$$\begin{aligned} & [\text{Le taux de changement, dans le temps, de } \Phi \text{ sur le volume de Contrôle }] \\ & = [\text{Le flux net de } \Phi \text{ dû à la convection dans le volume de Contrôle }] \\ & + [\text{Le flux net de } \Phi \text{ dû à la diffusion dans le volume de Contrôle }] \\ & + [\text{Le taux net de création de } \Phi \text{ dans le volume de Contrôle }] \end{aligned}$$

La méthode des volumes finis est la plus utilisée dans les logiciels CFD les plus connus tels que Open FOAM, StarCCM+, ANSYS Fluent ...etc. Ce dernier est le logiciel que nous avons utilisé.

III.2.1.2.2 ANSYS Fluent

Le code ANSYS Fluent est un code commercial très performant qui permet le calcul des écoulements des fluides par la méthode des volumes finis. Il est écrit en langage de programmation C et bénéficie pleinement de la flexibilité et de la puissance offertes par ce langage telle que l'allocation de la mémoire dynamique. En outre, il est basé sur une architecture qui lui permet de s'exécuter simultanément par plusieurs processus sur le même poste ou sur des postes séparés (Miloud, 2015).

ANSYS Fluent est très utilisé dans l'industrie et la recherche à travers le monde. Il est généralement considéré comme une référence dans le domaine de la modélisation des fluides. Le paramétrage du modèle se fait par une interface graphique. ANSYS Fluent dispose d'un nombre relativement important de modèles, pour simuler les différents phénomènes de la mécanique des fluides : écoulements diphasiques (miscible, non miscible, cavitation, solidification), turbulence (LES, KE, KW, SA, Reynolds stress ...), combustion (pré-mélangée et non pré-mélangée), transport des particules et l'écoulement en milieux poreux.

ANSYS fluent fournit deux approches numériques pour son utilisation :

- Solveur basé sur la pression (Pressure-based Solver).
- Solveur basé sur la densité (Density-based Solver).

Le solveur basé sur la pression que nous avons utilisé dans cette étude est développé pour les écoulements incompressibles à faible vitesse. Par contre, le deuxième solveur est utilisé pour les écoulements compressibles à grande vitesse (ANSYS, 2020).

En utilisant l'une ou l'autre méthode, ANSYS Fluent résoudra les équations gouvernantes comprenant celle de la conservation de la masse, du bilan de la quantité de mouvement, et le cas échéant celle de la conservation de l'énergie et d'autres scalaires tels que la turbulence et les espèces chimiques. Dans les deux cas, une technique basée sur le volume de contrôle est utilisée. Elle comprend (ANSYS, 2020) :

- Division du domaine en éléments de volume de contrôle discrétisés.
- Intégration des équations gouvernantes sur les volumes de contrôle individuels pour construire des équations algébriques pour les variables dépendantes discrètes (inconnues) telles que les vitesses, la pression, et la température.
- Linéarisation des équations discrétisées et la résolution du système des équations linéaires résultant pour obtenir les valeurs actualisées des variables dépendantes.

a) Solveur basé sur la pression

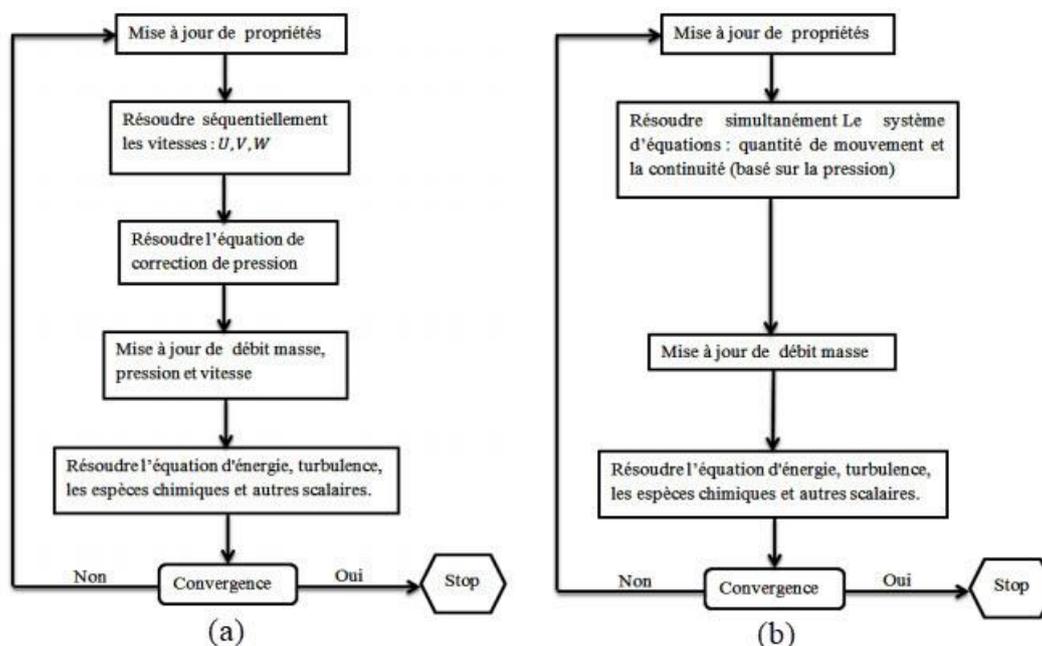


Figure III.8 : (a) Schéma de l'algorithme séparé (b) Schéma de l'algorithme couplé pour un solveur basé sur la pression (ANSYS, 2020)

Le solveur basé sur la pression utilise un algorithme qui appartient à une classe générale de méthodes appelée méthode de projection (ANSYS, 2020).

Deux algorithmes de solveur basé sur la pression sont disponibles dans ANSYS Fluent. L'algorithme séparé et l'algorithme couplé (ANSYS, 2020).

a.1) L'algorithme séparé basé sur la pression

Le solveur basé sur la pression utilise un algorithme de résolution dans lequel les équations gouvernantes sont résolues séquentiellement (c'est-à-dire séparées les unes des autres). Comme les équations gouvernantes sont non linéaires et couplées, la boucle de solution doit être effectuée de manière itérative afin d'obtenir une solution numérique convergente.

L'algorithme séparé ne nécessite pas beaucoup d'espace de mémoire, puisque les équations discrétisées ne doivent pas être stockées en même temps. Cependant, la convergence des solutions est relativement lente, dans la mesure où les équations sont résolues de manière découplée (ANSYS, 2020).

Avec l'algorithme séparé, chaque itération comprend les étapes représentées sur la Figure III.8 qui est décrite ci-dessous (ANSYS, 2020) :

1. Actualiser les propriétés du fluide (par exemple, densité, viscosité, capacité calorifique spécifique), y compris la viscosité turbulente (diffusivité) en fonction de la solution actuelle.
2. Résoudre les équations de la quantité de mouvement, l'une après l'autre, en utilisant les valeurs récemment actualisées de pression et des débits massiques.
3. Résoudre l'équation de correction de pression en utilisant le champ de vitesse et le débit massique récemment obtenus.
4. Corriger le débit massique, la pression et le champ de vitesse utilisant la correction de pression obtenue à l'étape trois.
5. Résoudre les équations pour des scalaires supplémentaires, le cas échéant, tels que les quantités turbulentes, l'énergie, les espèces et l'intensité de rayonnement utilisant les valeurs actuelles des variables de solution.
6. Actualiser les termes sources résultant des interactions entre différentes phases.
7. Vérifier la convergence des équations.

Ces étapes se poursuivent jusqu'à ce que les critères de convergence soient obtenus.

a.2) L'algorithme couplé basé sur la pression

Contrairement à l'algorithme séparé, l'algorithme couplé permet aux équations gouvernantes d'être résolus simultanément c'est-à-dire couplés les unes avec les autres. Dans ce cas, les étapes 2 et 3 de l'algorithme séparé sont remplacées par une seule étape dans laquelle le système d'équations couplées est résolu. Les équations restantes sont résolues de manière découplée comme dans l'algorithme séparé (ANSYS, 2020).

Puisque les équations de la quantité de mouvement et de continuité sont résolues de manière couplée, le taux de convergence de la solution s'améliore de manière significative par rapport à l'algorithme séparé. D'autre part, la mémoire utilisée augmente de 1.5 à 2 fois que celle de l'algorithme séparé car le système discrétisé doit être stocké dans la mémoire lors de la résolution des champs de vitesse et de pression (ANSYS, 2020).

a) Discrétisation et solution

ANSYS Fluent utilise une technique basée sur le volume de contrôle pour convertir une équation de transport en une équation algébrique qui peut être résolue numériquement. Cette technique de volume de contrôle consiste à intégrer l'équation de transport autour de chaque volume de contrôle (ANSYS, 2020).

La discrétisation des équations gouvernantes peut être illustrée le plus facilement en considérant l'équation de conservation instationnaire pour le transport d'une quantité scalaire φ . Ceci est démontré par l'équation suivante écrite sous forme intégrale pour un volume de contrôle arbitraire V comme suit (ANSYS, 2020) :

$$\int_V \frac{\partial \rho \varphi}{\partial t} dV + \oint \rho \varphi \vec{v} \cdot d\vec{A} = \oint \Gamma_\varphi \nabla \varphi \cdot d\vec{A} + \int_V S_\varphi dV \quad (\text{III.7})$$

Où

- \vec{v} est le vecteur de vitesse
- \vec{A} est le vecteur de surface
- Γ_φ est le coefficient de diffusion pour φ
- $\nabla \varphi$ est le gradient de φ
- S_φ est la source de φ par unité de volume

L'équation (III.3) est appliquée à chaque volume de contrôle, ou cellule, dans le domaine de calcul. La discrétisation de l'équation (III.3) sur une cellule donnée donne (ANSYS, 2020) :

$$\frac{\partial \rho \varphi}{\partial t} V + \sum_f^{N_{faces}} \rho_f \vec{v}_f \varphi_f \vec{A}_f = \sum_f^{N_{faces}} \Gamma_\varphi \nabla_{\varphi_f} \vec{A}_f + S_\varphi V \quad (\text{III.8})$$

- N_{faces} est le nombre de faces entourant la cellule
- φ_f est la valeur de φ à travers la face f
- $\rho_f \vec{v}_f \vec{A}_f$ est le débit massique à travers la face f
- \vec{A}_f est le vecteur surface de la face f
- ∇_{φ_f} est le gradient de φ à la face f
- V est le volume de la cellule
- $\frac{\partial \rho \varphi}{\partial t} V$ est le terme temporel

Les équations résolues par ANSYS fluent prennent la même forme générale que celle donnée ci-dessus et s'appliquent facilement à un système multidimensionnel.

b.1) Discrétisation spatiale

La discrétisation des équations consiste à approximer la variable généralisée φ sur les interfaces du volume de contrôle, cette dernière se fera avec le choix du schéma de discrétisation approprié. Le rôle de ce schéma intervient pour expliquer comment évaluer les flux de convection sur ce volume après intégration (Matene, 2009). Il existe différents schémas de discrétisation fournis dans Fluent tel que le schéma Upwind du 1^{er} ordre « First-order Upwind Scheme », le schéma Upwind du 2^{eme} ordre « Second-order Upwind scheme », le schéma QUICK « Quadratic Upwind Interpolation for Convective Kinetics » et le schéma MUSCL « Monotone Upstream-centered Schemes for Conservation Laws ». Nous avons utilisé dans cette étude le schéma Upwind du 2^{eme} ordre. Dans cette approche une précision d'ordre supérieur est obtenue au niveau des faces des cellules grâce à un développement en série de Taylor de la solution centrée autour du centre de la cellule (ANSYS, 2020). Ainsi, lorsque la remontée du 2^{eme} ordre est sélectionnée, la valeur faciale est calculée à l'aide de l'expression suivante (ANSYS, 2020) :

$$\varphi_f = \varphi + \nabla\varphi \vec{r} \quad (\text{III.9})$$

Où φ et $\nabla\varphi$ sont respectivement la valeur de la quantité scalaire φ dans le centre de la cellule et son gradient dans la cellule amont, et \vec{r} est le vecteur de déplacement. Cette formulation nécessite la détermination du gradient dans chaque cellule (ANSYS, 2020).

b.2) Discrétisation temporelle

Pour les simulations transitoires, les équations gouvernantes doivent être discrétisées à la fois dans l'espace et dans le temps. La discrétisation spatiale pour les équations dépendant du temps est identique au cas stationnaire. La discrétisation temporelle implique l'intégration de chaque terme des équations différentielles sur un pas de temps (ANSYS, 2020). Fluent fournit trois schémas pour la discrétisation temporelle qui sont : le 1^{er} ordre implicite « First Order Implicit », 2^{eme} ordre implicite « Second Order Implicit » et Bounded Second Order Implicit. Dans notre étude et pour un pas de temps fixe nous avons utilisé le schéma du 2^{eme} ordre implicite qui est comme suit :

$$F(\varphi) = \frac{3\varphi^{n+1} - 4\varphi^n + \varphi^{n-1}}{2\Delta t} \quad (\text{III.10})$$

Où

- $n + 1$ Correspond à l'instant $t + 1$
- n Correspond à l'instant t
- $n - 1$ Correspond à l'instant $t - 1$

a) Couplage pression-vitesse

Le solveur basé sur la pression vous permet de résoudre votre problème d'écoulement de manière séparée ou couplée. ANSYS Fluent offre la possibilité de choisir parmi quatre algorithmes de couplage pression-vitesse : SIMPLE « Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations », SIMPLEC « SIMPLE-Consistent », PISO « Pressure-Implicit with Splitting of Operators », et couplé.

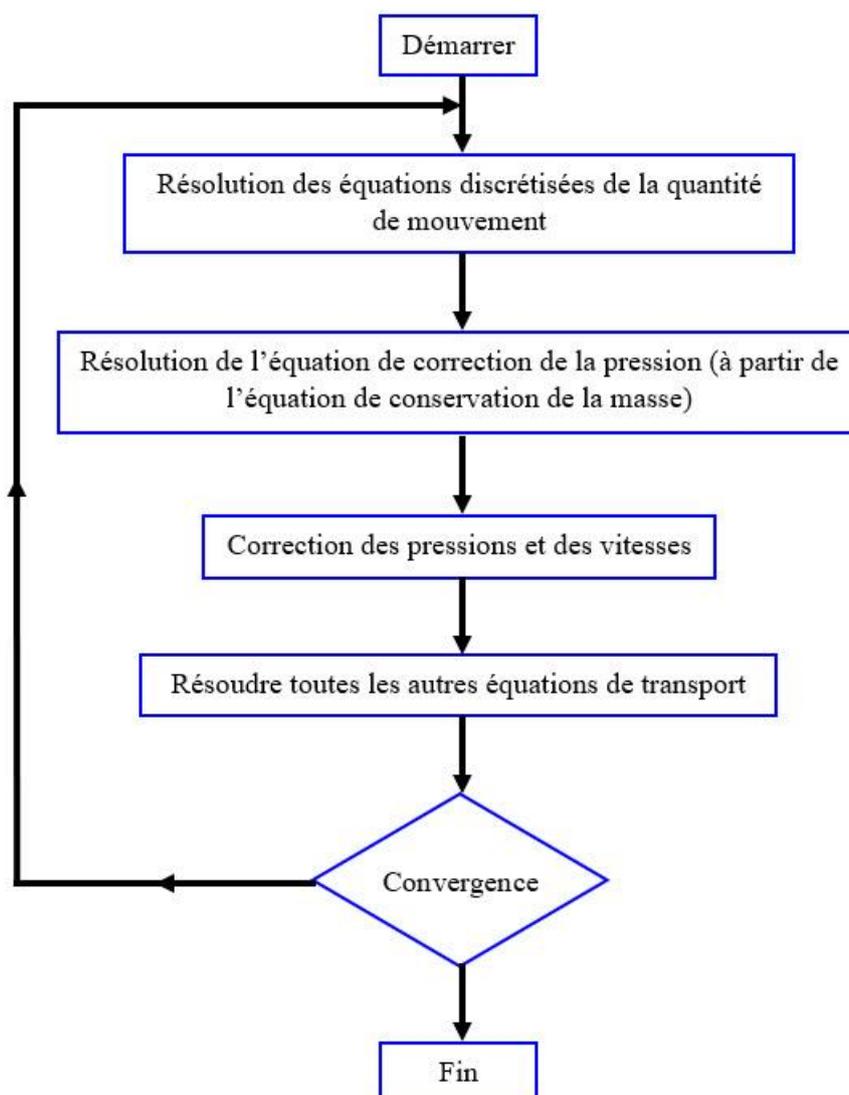


Figure III.9 : Schéma représentatif de l'algorithme SIMPLE (Versteeg & Malalasekera, 2007)

Dans cette étude nous avons utilisé l'algorithme SIMPLE. Ce dernier donne une méthode de calcul de la pression et de la vitesse. La méthode est itérative, et lorsque les scalaires sont couplés à l'équation de la quantité de mouvement, le calcul doit être effectué séquentiellement (Versteeg & Malalasekera, 2007). La séquence d'opérations dans une procédure CFD qui utilise l'algorithme SIMPLE est donnée par la Figure III.9 (Versteeg & Malalasekera, 2007).

b) Interpolation de la pression

Les valeurs de la pression sont stockées aux centres des cellules. Pour obtenir les valeurs des pressions aux faces nécessaires pour la résolution de l'équation (III.4) ANSYS Fluent propose plusieurs schémas d'interpolation : Schéma standard « Standard », Schéma du 2^{ème} ordre « Second Order », Schéma PRESTO « Pressure Staggering Option », Schéma linéaire « Linear » et le schéma force de volume pondéré « Body Force Weighted ». Pour cette étude

nous avons utilisé le schéma PRESTO ; ce schéma utilise le bilan de masse dans un volume de contrôle décalé pour la face où est calculée la pression décalée.

c) *Modélisation du rayonnement*

Le rayonnement thermique joue un rôle très important dans les divers phénomènes physiques. Pour cela, ANSYS Fluent propose six modèles de rayonnement pour permettre d'inclure le rayonnement dans les différents phénomènes.

Ces modèles sont :

- Le modèle DTRM (Discrete Transfer Radiation Model).
- Le modèle P-1.
- Le modèle Rosseland.
- Le modèle S2S (Surface-to-Surface).
- Le modèle DO (Discrete Ordinates).
- Le modèle MC (Monte Carlo).

Le choix du modèle est en fonction de plusieurs paramètres. Les paramètres fondamentaux pour notre étude sont : l'épaisseur optique ($\alpha \cdot L$), l'utilisation des parois semi-transparentes, la diffusion et l'émissivité des matériaux et le type de géométrie. Le modèle DO couvre ces paramètres, c'est la raison de son choix pour notre étude.

L'équation de transfert radiatif pour un milieu absorbant, émettant, et diffusif à position \vec{r} dans la direction \vec{s} est (ANSYS, 2020) :

$$\frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + (\alpha + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = \alpha n^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s}, \vec{s}') d\Omega \quad (\text{III.11})$$

Où

- \vec{r} est le vecteur de position
- \vec{s} est le vecteur de direction
- \vec{s}' est le vecteur de la direction de diffusion
- s est la longueur de la trajectoire

- α est le coefficient d'absorption
- n est l'indice de réfraction
- σ_s est le coefficient de diffusion
- σ est la constante de Stefan-Boltzmann
- I est l'intensité du rayonnement, qui dépend de la position \vec{r} et de la direction \vec{s}
- T est la température locale
- Φ est la fonction de phase
- Ω est l'angle solide

$(\alpha + \sigma_s)s$ est l'épaisseur optique du milieu. L'indice de réfraction n est important lors de la prise en compte du rayonnement dans les milieux semi-transparents.

Le modèle de rayonnement des ordonnées discrètes (DO) résout l'équation de transfert radiatif pour un nombre fini d'éléments d'angles solides discrétisés, chacun associé à un vecteur de direction \vec{s} fixé dans le système global cartésien (x, y, z) . Le modèle DO transforme l'équation (III.7) en équation de transport pour l'intensité de la radiation dans les coordonnées spatiales (x, y, z) (ANSYS, 2020).

Le modèle DO considère l'équation de transport radiatif dans la direction \vec{s} comme une équation de champs. Ainsi, l'équation est écrite comme suit (ANSYS, 2020) :

$$\nabla(I(\vec{r}, \vec{s})\vec{s}) + (\alpha + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = \alpha n^2 \frac{\sigma T^2}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \hat{s}) \Phi(\vec{s}, \hat{s}) d\hat{\Omega} \quad (\text{III.12})$$

Chaque élément de l'espace angulaire 4π en tout endroit spatial est discrétisé en $N_\theta \cdot N_\varphi$ angles solides d'extension ω , appelé angles de contrôle. Les angles θ et φ sont respectivement l'angle polaire et azimut et sont mesurés par rapport au système cartésien global (x, y, z) comme montré par la Figure III.10. Les extensions $\Delta\theta$ et $\Delta\varphi$ des angles de contrôle θ et φ sont constantes. Dans les calculs bidimensionnels, seuls quatre octants sont résolus en raison de la symétrie, produisant un total de $4N_\theta \cdot N_\varphi$ directions en tout. De même, dans les calculs tridimensionnels, un total de $8N_\theta \cdot N_\varphi$ directions sont résolues (ANSYS, 2020).

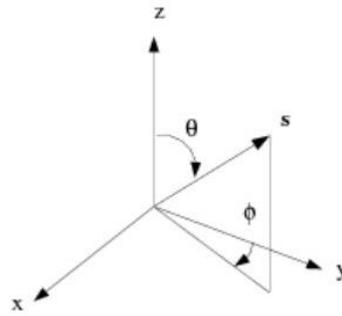


Figure III.10 : Système de coordonnées angulaires (ANSYS, 2020)

III.2.1.3 Le post processeur

Le postprocesseur permet de visualiser et interpréter les résultats avec une (Popa, 2002) :

- Visualisation de la géométrie et du maillage ;
- Visualisation des vecteurs de grandeurs calculées ;
- Visualisation des isolignes de différentes grandeurs ;
- Visualisation des surfaces 2D et 3D ;
- Possibilité d'exporter les différentes grandeurs sous forme de fichiers ;
- Facilité d'animation.

Les logiciels CFD fournissent souvent des outils intégrés de post-traitement. Toutefois, rien n'interdit d'exporter les données dans divers formats afin de les traiter sous d'autres logiciels pour une analyse plus poussée comme le logiciel Tecplot ou Origin.

Conclusion

Dans ce chapitre, il a été donné un aperçu général sur l'outil CFD et son utilisation pour la résolution d'un phénomène physique ou bien d'un problème d'ingénierie. L'accent a été mis sur son application aux problèmes des écoulements des fluides qui nous intéressent plus particulièrement dans le cadre de la présente étude. Pour cela, les équations fondamentales et algorithmes utilisés ont été expliqués et détaillés.

IV. CHAPITRE IV : RESULTATS & DISCUSSION

IV.	CHAPITRE IV : RESULTATS & DISCUSSION	95
	Introduction.....	96
IV.1	Hypothèses simplificatrices	96
IV.1.1	L'approximation de Boussinesq	96
IV.2	Configurations bidimensionnelles	99
IV.2.1	Simulation numérique	101
IV.2.2	Indépendance de maillage	101
IV.2.3	Résultats et discussion	103
IV.2.3.1	Validation.....	103
IV.2.3.2	Capteur solaire à simple vitrage	105
IV.2.3.3	Capteur solaire à double vitrage	111
IV.2.3.4	Capteur solaire avec des partitions (stratégie des nids d'abeilles)	113
IV.3	Géométrie tridimensionnelle	121
IV.3.1	Indépendance du maillage.....	122
IV.3.2	Résultats et discussion	123
IV.3.2.1	Comparaison entre les modèles bidimensionnel et tridimensionnel	123
IV.3.2.2	Capteur solaire avec absorbeur ondulé.....	129
	Conclusion	131

Introduction

 Ce chapitre englobe les résultats numériques de notre étude sur le comportement thermique dans la lame d'air située entre l'absorbeur et la vitre d'un capteur solaire plan incliné. Le but ultime de cette étude est d'augmenter la résistance thermique dans la lame d'air par la réduction de la convection naturelle dans cette dernière. Le travail est divisé en deux parties. Dans la première, une étude bidimensionnelle où l'effet de l'épaisseur de la lame d'air sur le comportement thermique a été examiné pour une large gamme du nombre de Rayleigh dans les deux cas avec et sans rayonnement. L'utilisation d'une deuxième vitre a aussi été étudiée et ce dans le but de réduire les pertes convectives. En poursuivant le même but, la stratégie des nids d'abeilles a aussi été testée. Quant à la deuxième partie, elle consiste en une étude numérique tridimensionnelle où une comparaison entre les résultats bidimensionnels et tridimensionnels a été faite concernant l'effet de l'épaisseur de la lame d'air. Par ailleurs, l'effet de différentes géométries de l'absorbeur sur l'efficacité thermique du capteur a été étudié.

IV.1 Hypothèses simplificatrices

Pour élaborer un modèle mathématique simplifié, nous avons adopté quelques hypothèses et approximations qui sont souvent retenues dans l'étude de la convection naturelle.

- Le fluide est newtonien, incompressible et instationnaire ;
- L'écoulement est laminaire ;
- On néglige l'apport de l'énergie interne dû à la dissipation visqueuse ;
- Toutes les propriétés thermo physiques sont des constantes sauf la masse volumique qui varie linéairement avec la température selon l'approximation de Boussinesq;
- L'hypothèse de gaz parfait est adoptée.

IV.1.1 L'approximation de Boussinesq

Le mouvement du fluide dans la convection naturelle est dû aux variations de la masse volumique et à la gravité. Ainsi, l'hypothèse de masse volumique constante ne peut être faite dans l'analyse des problèmes de convection naturelle. A la place, une simplification alternative

appelée approximation de Boussinesq est faite. L'approche fondamentale dans cette approximation est de traiter la masse volumique comme constante dans l'équation de continuité et le terme d'inertie de l'équation de la quantité de mouvement, ailleurs, dans le terme de gravité la masse volumique varie avec la température (Jiji, 2006)

Pour une plaque verticale chauffée avec une température constante l'écoulement se développe comme montré dans la Figure IV.1. Avec les hypothèses précédentes l'équation (III.10) selon l'axe oy devient :

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = - \frac{dp_{\infty}}{dy} - \rho g + \rho \nu \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \quad (IV.1)$$

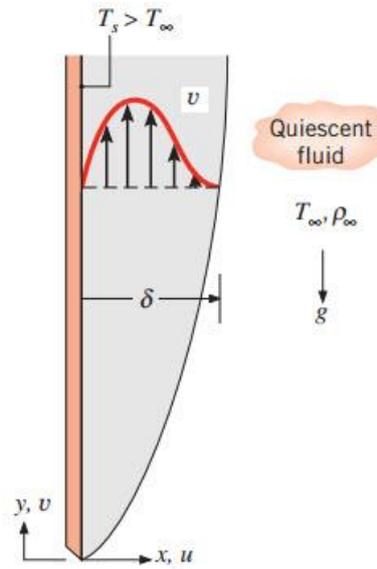


Figure IV.1 : Développement de la couche limite dynamique sur une plaque verticale chauffée (Bergman, et al., 2011)

Où $\frac{dp_{\infty}}{dy}$ est le gradient de pression hors de la couche limite dans la zone de repos. Dans cette zone $v = 0$ ce qui transforme l'équation (IV.1) comme suit :

$$- \frac{dp_{\infty}}{dy} = \rho_{\infty} g \quad (IV.2)$$

A partir de l'équation (IV.1) et l'équation (IV.2) on trouve l'équation suivante :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{g(\rho_{\infty} - \rho)}{\rho} + \nu \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \quad (IV.3)$$

Le premier terme du côté droit de l'équation (IV.3) est la force de flottabilité et l'écoulement apparaît parce que la densité ρ est une variable. Si les variations de la masse volumique sont

dues uniquement aux variations de la température, le terme peut être relié à une propriété de fluide connue comme coefficient de dilatation volumique :

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (\text{IV.4})$$

Cette propriété thermodynamique du fluide fournit une mesure de la variation de la masse volumique en réponse à un changement de température à pression constante. Si elle est exprimée sous la forme approximative suivante :

$$\beta \approx -\frac{1}{\rho} \frac{\Delta \rho}{\Delta T} = -\frac{1}{\rho} \frac{\rho_\infty - \rho}{T_\infty - T} \quad (\text{IV.5})$$

Il peut être déduit que :

$$(\rho_\infty - \rho) \approx \rho \beta (T - T_\infty) \quad (\text{IV.6})$$

Cette simplification est connue comme l'approximation de Boussinesq et elle est valable tant que $\Delta T \ll T_\infty$. En remplaçant dans l'équation (IV.3), l'équation de la quantité de mouvement selon oy devient :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = \rho \beta (T - T_\infty) + \nu \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \quad (\text{IV.7})$$

Avec cette simplification, les équations gouvernantes régissant le problème de la convection naturelle dans une cavité rectangulaire inclinée d'un angle θ , sont données ci-dessous dans les deux cas 2D et 3D :

- En 2D

✓ Equation de conservation de la masse :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{IV.8})$$

✓ Equations du bilan de la quantité de mouvement :

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) - g \beta (T - T_0) \cos \theta \quad (\text{IV.9})$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - g \beta (T - T_0) \sin \theta \quad (\text{IV.10})$$

✓ Equation de conservation de la quantité d'énergie :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{IV.11})$$

• En 3D

✓ Equation de conservation de la masse :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{IV.12})$$

✓ Equations du bilan de la quantité de mouvement :

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) - g\beta(T - T_0) \cos \theta \quad (\text{IV.13})$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) - g\beta(T - T_0) \sin \theta \quad (\text{IV.14})$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (\text{IV.15})$$

✓ Equation de conservation de la quantité d'énergie :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (\text{IV.16})$$

IV.2 Configurations bidimensionnelles

Dans cette partie trois configurations sont étudiées. Dans les trois cas la géométrie est une cavité rectangulaire fermée inclinée avec un angle $\theta = 45^\circ$. Elle est composée d'une paroi inférieure représentée par l'absorbeur chauffé avec une densité de flux constante $q = 400 \text{ W/m}^2$, des parois latérales isolantes et une paroi supérieure qui représente la vitre ayant une épaisseur égale à 4 mm. Cette dernière échange avec le milieu ambiant vers le haut par des flux convectif et radiatif (condition mixte).

Dans la première configuration, l'effet de l'épaisseur de la lame d'air sur le comportement thermique de cette dernière dans les deux cas avec et sans rayonnement a été étudié pour une gamme d'épaisseurs allant de 1 à 20 mm ($1,43 \leq Ra \leq 2,3 \cdot 10^5$).

Dans la deuxième configuration, l'effet de la deuxième vitre sur les pertes thermiques du capteur solaire a été analysé. Cette deuxième vitre est disposée à mi-hauteur de la lame d'air,

ce qui divise cette dernière en deux parties égales $e_{a1} = e_{a2}$. Dans cette étude, les deux épaisseurs de la lame d'air varient de 6,5 à 20 mm. En outre, l'influence de l'épaisseur de la deuxième vitre a aussi été examinée dans une gamme variant de 1 à 4 mm.

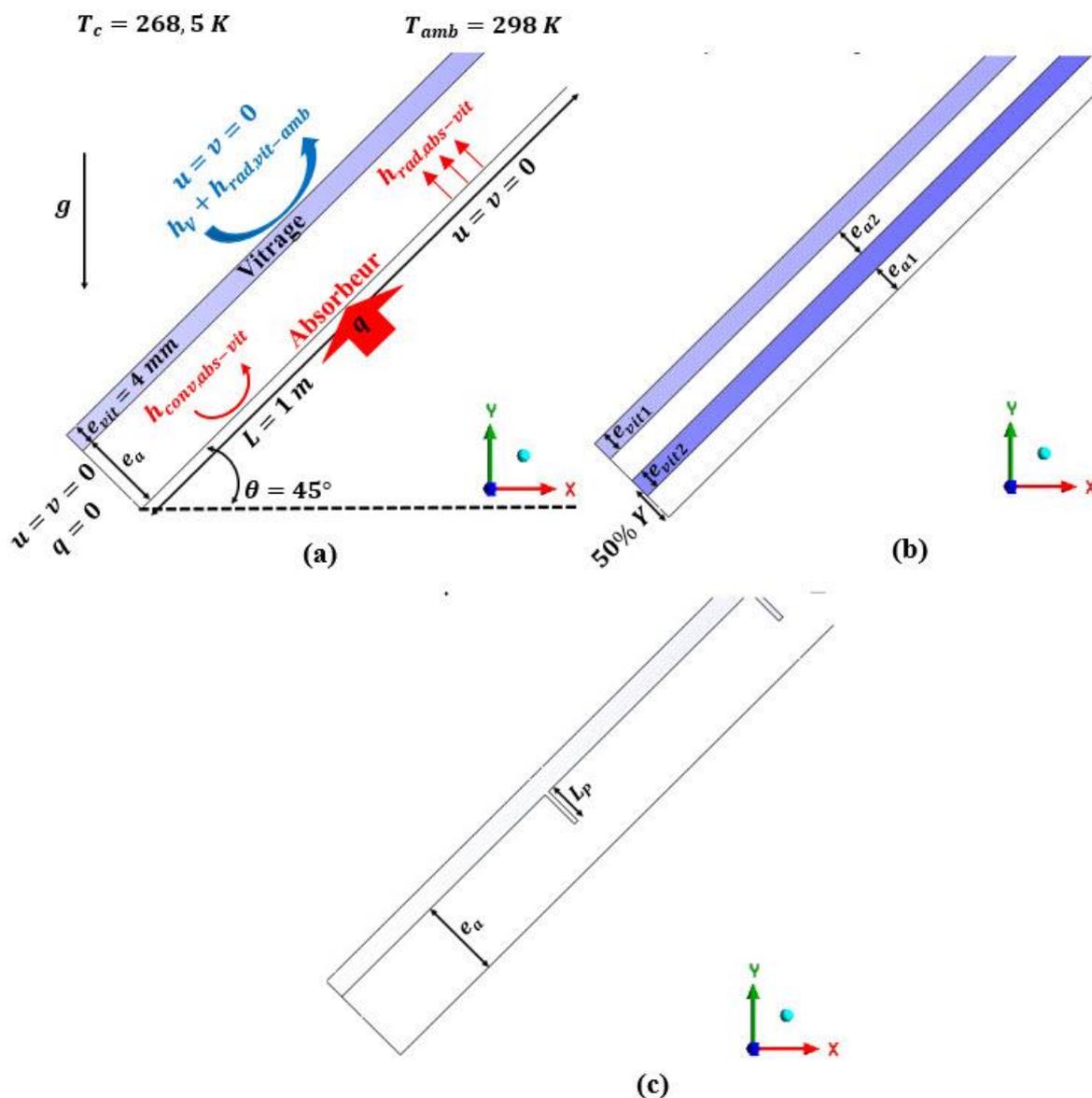


Figure IV.2 : Différentes dimensions et conditions aux limites (a) à simple vitrage (b) à double vitrage (c) avec la stratégie des nids d'abeilles

La troisième configuration est consacrée à l'examen de l'effet de la stratégie des nids d'abeilles sur les pertes convectives entre l'absorbeur et la vitre. Cette stratégie est représentée par des partitions attachées à la vitre. Ces dernières ont une épaisseur constante et sont distribuées uniformément. Le nombre de partitions et leur longueur varient respectivement de 1 à 18 et 1 à 14 mm.

La Figure IV.2 montre les dimensions pour les trois configurations ainsi que les conditions aux limites essentielles.

Les propriétés physiques de l'air et celles des parois solides sont choisies à la température de référence (température ambiante), $T_{amb}=298K$. Les propriétés physiques les plus importantes sont données dans le tableau IV.1 :

Tableau IV.1 : Propriétés physiques du fluide et des parois solides

Parois solides et fluide	Propriétés physiques			
	$\rho(kg/m^3)$	$C_p(J/kg.K)$	$\lambda(W/m.K)$	$\mu(kg/m.s)$
L'air	1,177	1007	0,02623	$1,857 \cdot 10^{-5}$
L'absorbeur	8978	381	387,6	-
Les parois latérales	250	670	0,04	-
La vitre	2500	840	0,81	-

IV.2.1 Simulation numérique

La simulation numérique a été faite avec l'algorithme SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) de Patankar (Patankar, 1980) pour le couplage pression vitesse ; alors que pour la discrétisation du terme de pression, il est conseillé d'utiliser le schéma PRESTO (ANSYS, 2020). Par ailleurs, le schéma de deuxième ordre amont (second order upwind) a été utilisé pour les autres termes. Le modèle Discrete Ordinates (Dos) a été utilisé pour modéliser le transfert de chaleur radiatif. Pour une bonne précision de la convergence, il est conseillé d'utiliser le régime instationnaire avec un pas de temps $\Delta t = e_a / (4\sqrt{g\beta\Delta T e_a}) = \frac{1}{4\sqrt{\frac{g\beta q}{\lambda_{air}}}}$ (Henkes & Hoogendoorn, 1994), (ANSYS, 2020).

IV.2.2 Indépendance de maillage

Afin de choisir de meilleures grilles, des maillages affinés au voisinage des parois solides ont été créés avec le logiciel Gambit pour une bonne observation des profils de température et de vitesse. De même, pour réduire les temps des calculs et en même temps de s'assurer de leurs précisions, un test de convergence a été fait pour le cas où l'épaisseur de la lame d'air est égale à 20 mm comme représenté dans la Figure IV.3(a).

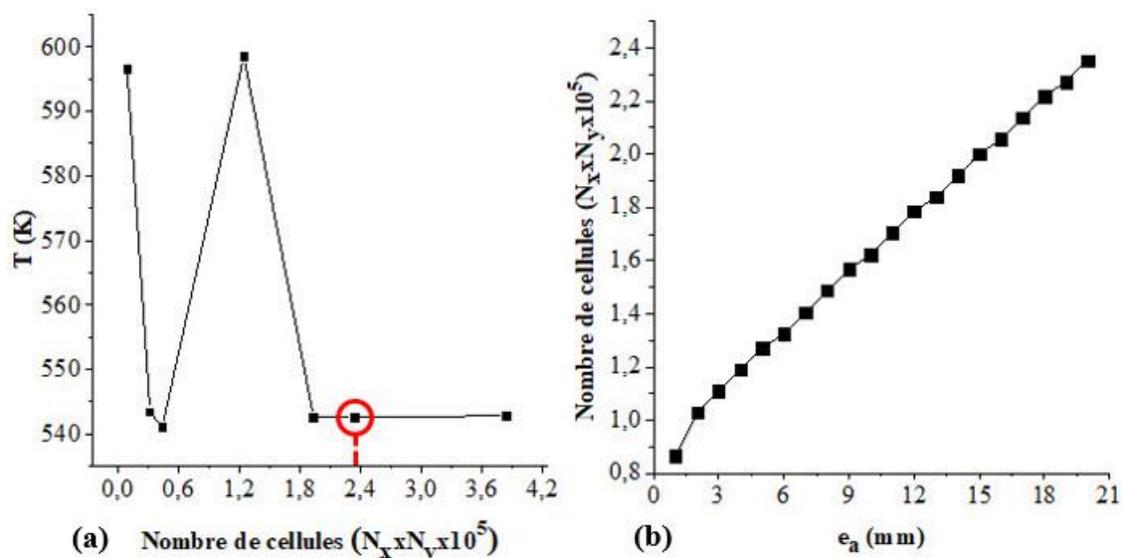


Figure IV.3 : (a) Evolutions de la température moyenne de l'absorbeur en fonction du nombre de cellules pour une épaisseur de 20 mm (b) le nombre de cellules adopté pour chaque épaisseur de la lame d'air

D'après cette figure qui représente la température moyenne de l'absorbeur pour différentes grilles, on remarque que la stabilisation de la température moyenne de l'absorbeur apparaît à la grille 195.650. Pour cette raison, et afin d'assurer une bonne précision des résultats et réduire le temps de calcul, on a choisi la grille 235.335 (Voir la Figure IV.4). Pour les autres cas étudiés, le nombre de nœuds N_x a été conservé. Cependant, le nombre N_y varie avec l'épaisseur de la lame d'air avec le même pas Δy , Figure IV.3(b).

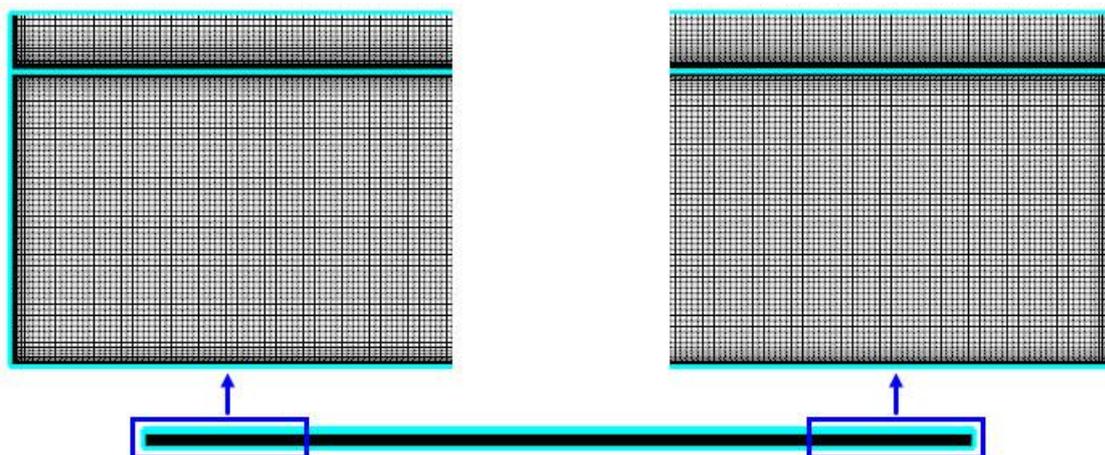


Figure IV.4 : Maillage utilisé dans la configuration bidimensionnelle

IV.2.3 Résultats et discussion

Cette étude numérique a été faite pour un nombre de Prandtl constant ($Pr = 0,71$), un angle d'inclinaison de 45° . On note que tous les résultats moyens ont été calculés avec la moyenne pondérée surfacique à partir de l'expression suivante (ANSYS, 2020).

$$\frac{1}{A} \int \phi dA = \frac{1}{A} \sum_{i=1}^n \phi_i |A_i| \quad (IV.17)$$

IV.2.3.1 Validation

Pour valider le modèle mathématique, les valeurs obtenus pour le coefficient d'échange convectif avec rayonnement dans le cas d'un capteur à simple vitrage ayant une épaisseur de lame d'air égale à 20 mm ont été comparées avec celles issues de la corrélation de (Hollands, et al., 1976), donnée par l'équation II.17. Le modèle de (Subiantoro & Tiow Ooi, 2013) qui permet de calculer les pertes thermiques totales dans la partie supérieure du capteur et les différents coefficients d'échange convectif et radiatif a aussi été utilisé.

- **Modèle de (Subiantoro & Tiow Ooi, 2013)**

- ✓ **Simple vitrage**

$$U_t^{-1} = \left[(h_{rad,abs-vit} + h_{conv,abs-vit})^{-1} + (h_{rad,vit-amb} + h_v)^{-1} + e_{vit}/\lambda_{vit} \right]^{-1} \quad (IV.18)$$

$$h_{rad,abs-vit} = \frac{\sigma(T_{abs}^2 + T_{vit}^2)(T_{abs} + T_{vit})}{\frac{1}{\varepsilon_{abs}} + \frac{1}{\varepsilon_{vit}} - 1} \quad (IV.19)$$

$$h_{conv,abs-vit} = \frac{12,75[(T_{abs} - T_{vit}) \cos \theta]^{0,264}}{(T_{abs} + T_{vit})^{0,46} e_a^{0,21}} \quad (IV.20)$$

$$h_{rad,vit-amb} = \sigma \varepsilon_{vit} (T_{vit}^2 + T_{amb}^2)(T_{vit} + T_{amb}) \quad (IV.21)$$

$$T_{vit} = \frac{f * T_{abs} + T_{amb}}{1 + f} \quad (IV.22)$$

$$f = \frac{[12 \cdot 10^{-8} (T_{amb} + 0,2T_{abs})^3 + h_v]^{-1} + 0,3e_{vit}}{[6 \cdot 10^{-8} (\varepsilon_{vit} + 0,028)(T_{abs} + 0,5T_{amb})^3 + 0,6e_a^{-0,2} \{(T_{abs} - T_{amb}) \cos \theta\}^{0,25}]^{-1}} \quad (IV.23)$$

Si $Ra \cos \theta < 1708$

$$h_{conv,abs-vit} = \lambda_{air}/e_a \quad (IV.24)$$

$$f = \frac{[12 \cdot 10^{-8}(T_{amb} + 0,2T_{abs})^3 + h_v]^{-1} + 0,3e_{vit}}{[6 \cdot 10^{-8}(\varepsilon_{abs} + 0,028)(T_{abs} + 0,5T_{amb})^3 + \lambda_{air}/e_a]^{-1}} \quad (IV.25)$$

✓ **Double vitrage**

$$U_t^{-1} = \left[(h_{rad,abs-vit2} + h_{conv,abs-vit2})^{-1} + (h_{rad,vit2-vit1} + h_{conv,vit2-vit1})^{-1} + (h_{rad,vit1-amb} + h_v)^{-1} + e_{vit2}/\lambda_{vit2} + e_{vit1}/\lambda_{vit1} \right]^{-1} \quad (IV.26)$$

$$h_{rad,abs-vit2} = \frac{\sigma(T_{abs}^2 + T_{vit2}^2)(T_{abs} + T_{vit2})}{\frac{1}{\varepsilon_{abs}} + \frac{1}{\varepsilon_{vit2}} - 1} \quad (IV.27)$$

$$h_{conv,abs-vit2} = \frac{12,75\{(T_{abs} - T_{vit2}) \cos \theta\}^{0,264}}{(T_{abs} + T_{vit2})^{0,46} e_{a1}^{0,21}} \quad (IV.28)$$

$$h_{rad,vit2-vit1} = \frac{\sigma(T_{vit2}^2 + T_{vit1}^2)(T_{vit2} + T_{vit1})}{\frac{1}{\varepsilon_{vit2}} + \frac{1}{\varepsilon_{vit1}} - 1} \quad (IV.29)$$

$$h_{conv,vit2-vit1} = \frac{12,75\{(T_{vit2} - T_{vit1}) \cos \theta\}^{0,264}}{(T_{vit2} + T_{vit1})^{0,46} e_{a2}^{0,21}} \quad (IV.30)$$

$$h_{rad,vit1-amb} = \sigma \varepsilon_{vit1}(T_{vit1}^2 + T_{amb}^2)(T_{vit1} + T_{amb}) \quad (IV.31)$$

Si $Ra_{abs-vit2} \cos \theta < 1708$:

$$h_{conv,abs-vit2} = \frac{\lambda_{air}}{e_{a1}} \quad (IV.32)$$

Si $Ra_{vit2-vit1} \cos \theta < 1708$:

$$h_{conv,vit2-vit1} = \frac{\lambda_{air}}{e_{a2}} \quad (IV.33)$$

• **Les coefficients obtenus numériquement sont :**

$$\bar{h}_{rad,abs-viti} = \frac{\bar{q}_{rad,abs}}{\bar{T}_{abs} - \bar{T}_{viti}} \quad (IV.34)$$

$$\bar{h}_{conv,abs-viti} = \frac{q - \bar{q}_{rad,abs}}{\bar{T}_{abs} - \bar{T}_{viti}} \quad (IV.35)$$

$$\bar{h}_{rad,vitex-amb} = \sigma \varepsilon_{vit} (\bar{T}_{vitex}^2 + T_c^2) (\bar{T}_{vitex} + T_c) \quad (IV.36)$$

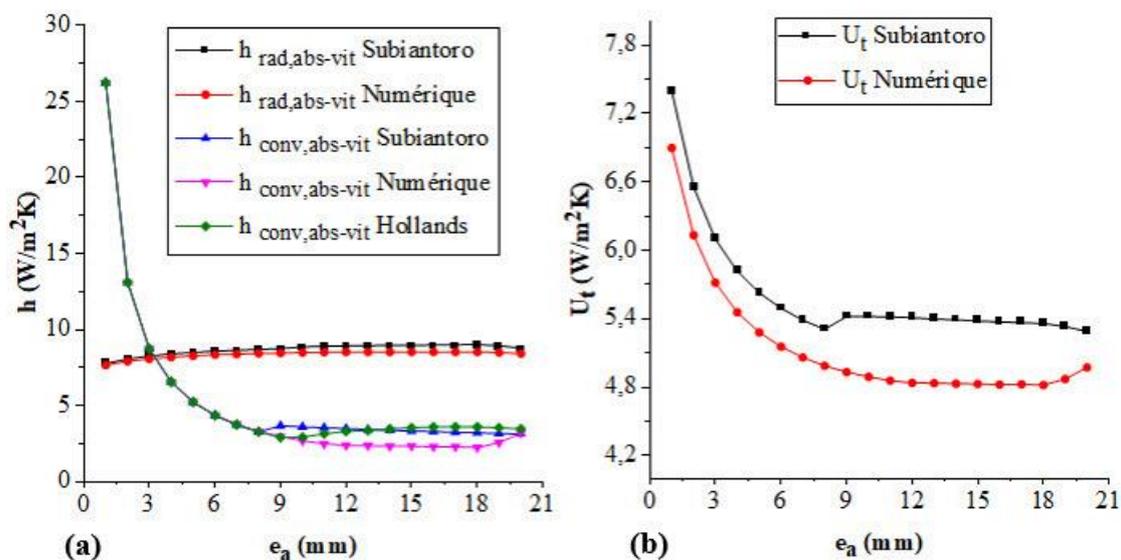


Figure IV.5 : (a) Coefficients d'échanges convectif et radiatif pour différentes épaisseurs de la lame d'air (b) Coefficient des pertes thermiques globales pour différentes épaisseurs de la lame d'air

La Figure IV.4 (a) montre un bon accord entre les résultats numériques et les résultats obtenus par le modèle de (Subiantoro & Tiow Ooi, 2013) concernant le coefficient de transfert de chaleur radiatif avec une différence moyenne de 3,11%. Cependant, pour le coefficient d'échange convectif, il y a certains écarts entre les résultats issus des deux références à savoir (Subiantoro & Tiow Ooi, 2013) et (Hollands, et al., 1976) et ceux calculés à l'aide de notre modèle avec des différences moyennes d'environ 15,67% et 18,47%, respectivement. Quant aux pertes thermiques globales dans la partie supérieure du capteur représentées par la Figure IV.4 (b), on remarque un bon accord entre les résultats numériques et ceux donnés par le modèle proposé par (Subiantoro & Tiow Ooi, 2013) avec une différence moyenne de 8,39 %.

IV.2.3.2 Capteur solaire à simple vitrage

IV.2.3.2.1 Sans rayonnement

Pour montrer l'effet de l'épaisseur de la lame d'air sur le comportement de l'écoulement, les lignes de courant pour les épaisseurs 5, 10 et 20 mm sont représentées sur la Figure IV.5.

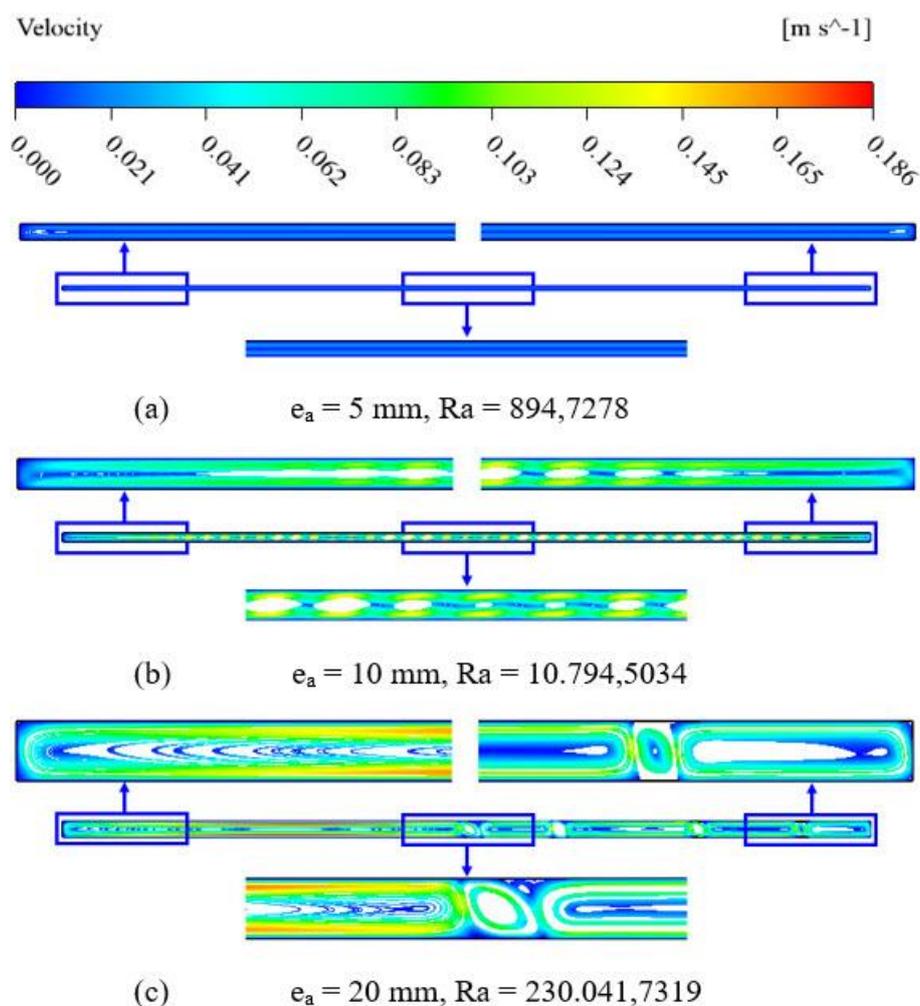


Figure IV.6 : Lignes de courant pour différentes épaisseurs de la lame d'air (cas sans rayonnement)

Il est bien connu que lorsqu'un gradient thermique vertical est appliqué à une cavité horizontale (le bas est chauffé tandis que le haut est refroidi), le fluide reste au repos jusqu'à ce que le nombre de Rayleigh dépasse une valeur critique qui est dans ce cas $Ra_c=1708$. Lorsque la cavité est inclinée, on a la coexistence des gradients thermiques horizontal et vertical ; dans ce cas la convection naturelle s'installe instantanément, il n'y a pas de seuil au nombre de Rayleigh. En effet, le fluide près de la paroi chauffée s'échauffe et devient plus léger, il descend le long de la paroi chauffée puis se refroidit près de la paroi froide et redescend. Ainsi, nous avons la formation d'une grande cellule dans la cavité.

Il apparaît que pour les petites épaisseurs ($e_a = 5 \text{ mm}$) c'est à dire pour les petits nombres de Rayleigh ($Ra = 894,7278$), la structure de l'écoulement est constituée d'une grande cellule. Le fluide chaud remonte la paroi chauffée (absorbeur) puis descend le long de la paroi froide (vitrage), ce qui donne un écoulement strictement bidimensionnel, Figure IV.5 (a).

Si l'épaisseur de la lame d'air augmente ($e_a = 10$ mm, $Ra = 10.794,5034$), on observe une structure qui correspond à l'instabilité thermique de Rayleigh-Bénard. En effet, on remarque que des rouleaux longitudinaux se sont mis en place et se propagent progressivement pour remplir toute la cavité. Une valeur plus grande de l'épaisseur ($e_a = 20$ mm, $Ra = 68.031,4059$) conduit à un écoulement chaotique (absence de périodicité). Les lignes de courant de ces deux cas sont visualisées respectivement sur les Figures IV.5 (b) et IV.5 (c).

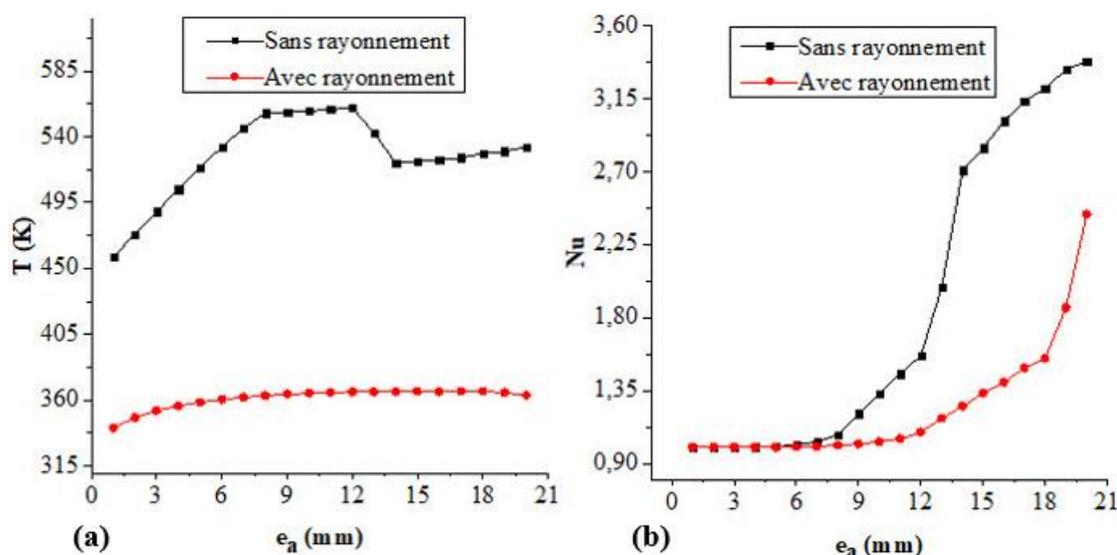


Figure IV.7 : Température moyenne de l'absorbeur (a) et le nombre de Nusselt moyen (b) en fonction de l'épaisseur de la lame d'air pour les cas sans et avec rayonnement

Le type d'écoulement du fluide dans la lame d'air a un effet significatif sur le mode de transfert de chaleur, c'est-à-dire sur la température de l'absorbeur, Figure IV.6 (a). En effet, cette dernière montre que dans la gamme des faibles épaisseurs de la lame d'air (1-8 mm), la température moyenne de l'absorbeur augmente quand l'épaisseur augmente car la résistance thermique entre l'absorbeur et le vitrage augmente avec l'augmentation de l'épaisseur. Dans cette gamme d'épaisseurs, le nombre de Nusselt moyen est d'environ 1. Cela signifie que le transfert de chaleur est essentiellement conductif. Au fur et à mesure que l'épaisseur de la lame d'air augmente, le nombre de Nusselt devient supérieur à 1 et donc la contribution de la convection devient dominante. Ceci se traduit dans un premier temps par une stabilisation de la température moyenne de l'absorbeur puis à partir de la valeur $e_a = 12$ mm, celle-ci commence à baisser fortement jusqu'à atteindre une valeur minimale pour $e_a = 14$ mm. Pour cette valeur de e_a , les pertes de chaleur par convection les plus élevées de l'absorbeur sont atteintes. Au-delà de $e_a = 14$ mm, la température moyenne de l'absorbeur se stabilise autour d'une valeur légèrement supérieure à sa valeur minimale.

Ainsi, ces résultats montrent que l'utilisation d'une épaisseur élevée de la lame d'air entraîne une augmentation des pertes convectives dans la partie supérieure du capteur solaire. Il convient donc de choisir la valeur de cette épaisseur au point de transition entre la zone où le mode de transfert thermique convectif est dominant et celle où le mode convectif devient prédominant. La Figure IV.7 qui représente les lignes de courant de la lame d'air pour les épaisseurs $e_a = 6, 7$ et 8 mm, montre que l'épaisseur optimale est comprise entre 6 et 7 mm.

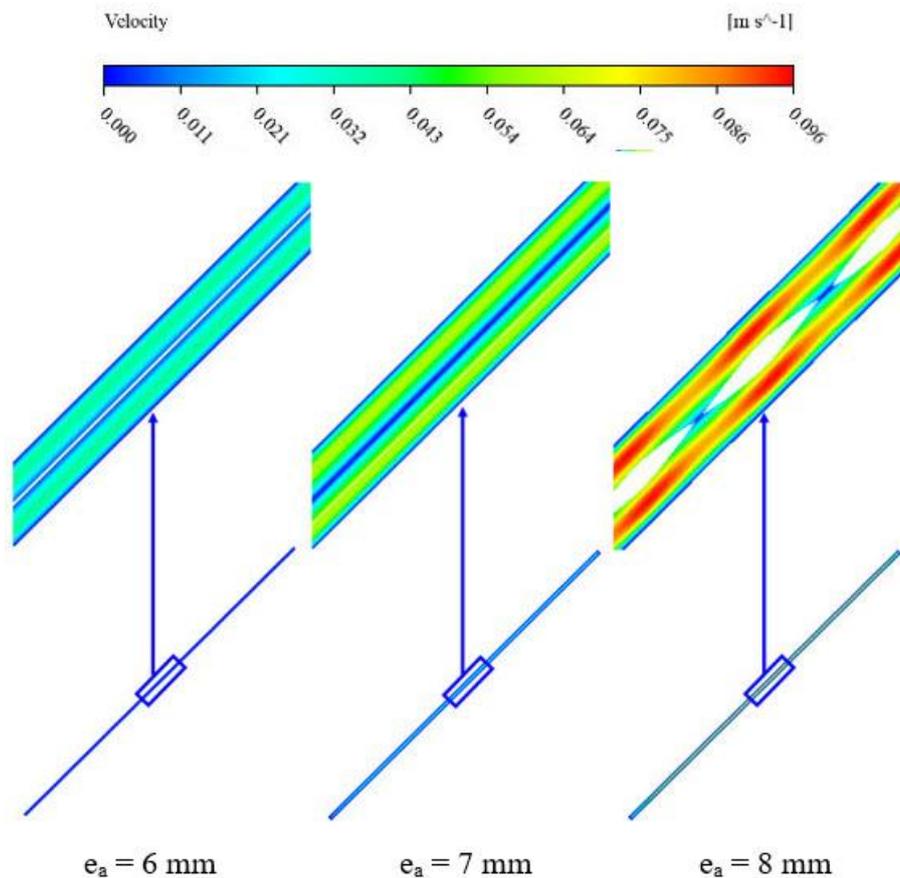


Figure IV.8 : Lignes de courant pour les épaisseurs $6, 7$ et 8 mm (cas sans rayonnement)

IV.2.3.2.2 Avec rayonnement

Dans le cas où le transfert radiatif est pris en compte et en faisant varier e_a , l'écoulement d'air passe par les mêmes phases que dans le cas précédent (sans rayonnement), Figure IV. (8), cependant, les passages entre les différentes phases se produisent à des valeurs plus élevées de e_a . Ceci est illustré par la courbe de la Figure IV. 6(b) qui montre l'évolution du nombre de Nusselt moyen en fonction de e_a .

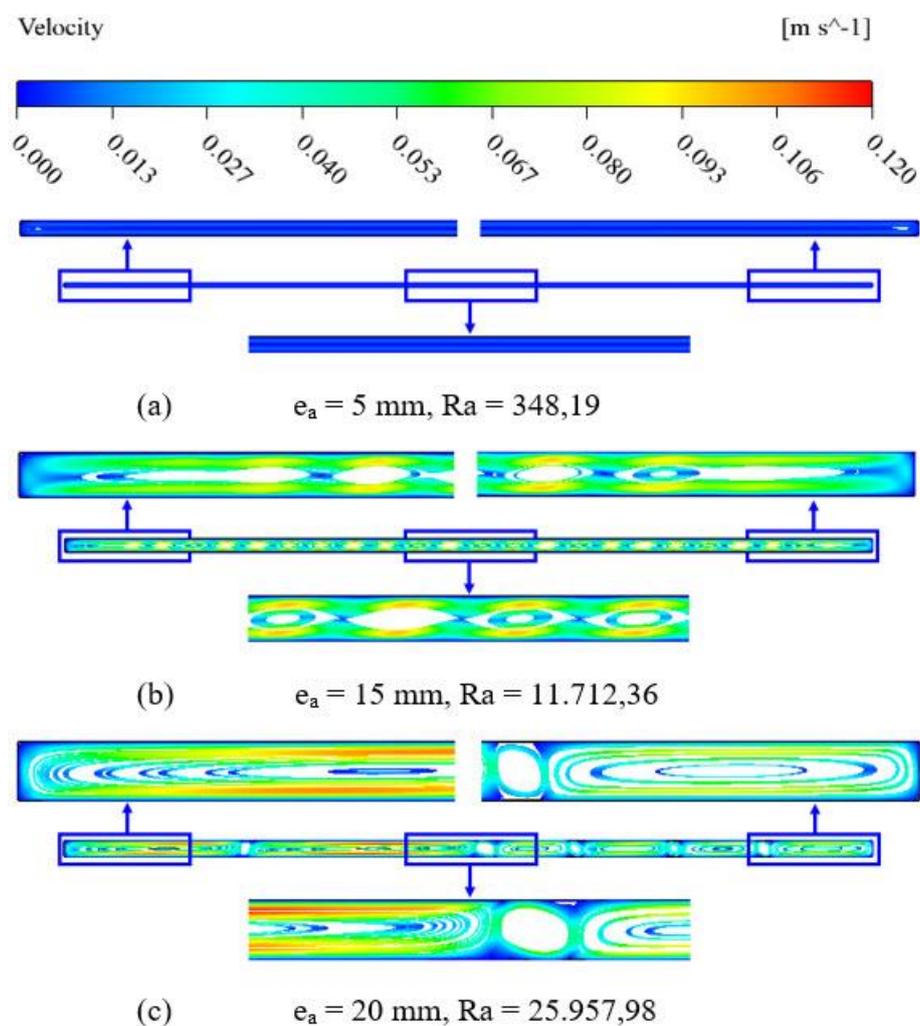


Figure IV.9 : Lignes de courant pour différentes épaisseurs de la lame d'air (cas avec rayonnement)

La Figure IV.9 compare les isothermes dans les cas avec rayonnement (a) et sans rayonnement (b) pour une épaisseur de la lame d'air égale à 20 mm. On peut noter que les pertes thermiques par rayonnement ont une influence remarquable sur la température de l'absorbeur. La diminution moyenne de cette température dans le cas avec rayonnement sur la gamme des épaisseurs étudiées est estimée à près de 30 %, Figure IV.6 (a).

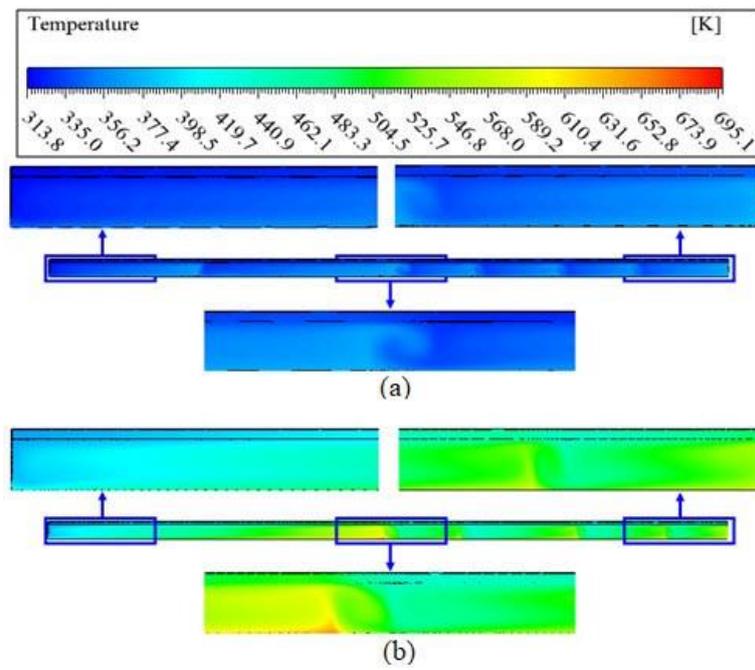


Figure IV.10 : Isothermes pour une épaisseur de la lame d'air de 20 mm dans les deux cas : (a) avec rayonnement et (b) sans rayonnement

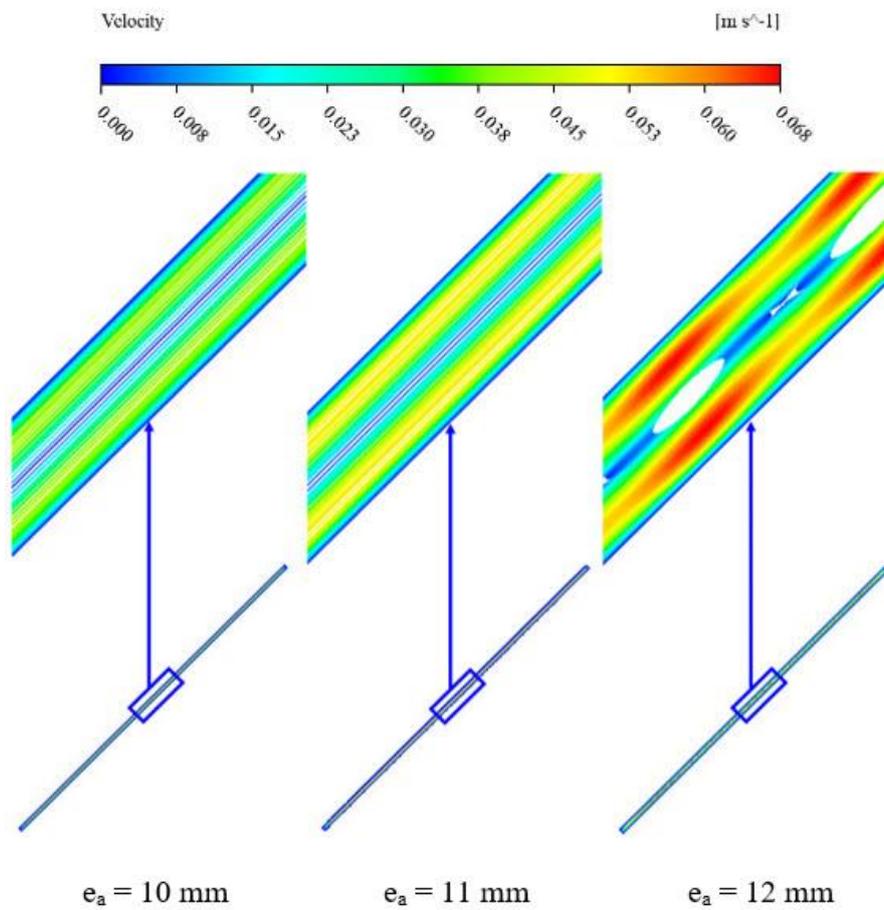


Figure IV.11 : Lignes de courant pour les épaisseurs 10, 11 et 12 mm (cas avec rayonnement)

La méthode de détermination de l'épaisseur optimale de la lame d'air est identique au cas précédent. La Figure IV.10 qui représente les lignes de courant de la lame d'air pour les épaisseurs $e_a = 10, 11$ et 12 mm, montre que l'épaisseur optimale est comprise entre 10 et 11 mm.

IV.2.3.3 Capteur solaire à double vitrage

IV.2.3.3.1 Sans rayonnement

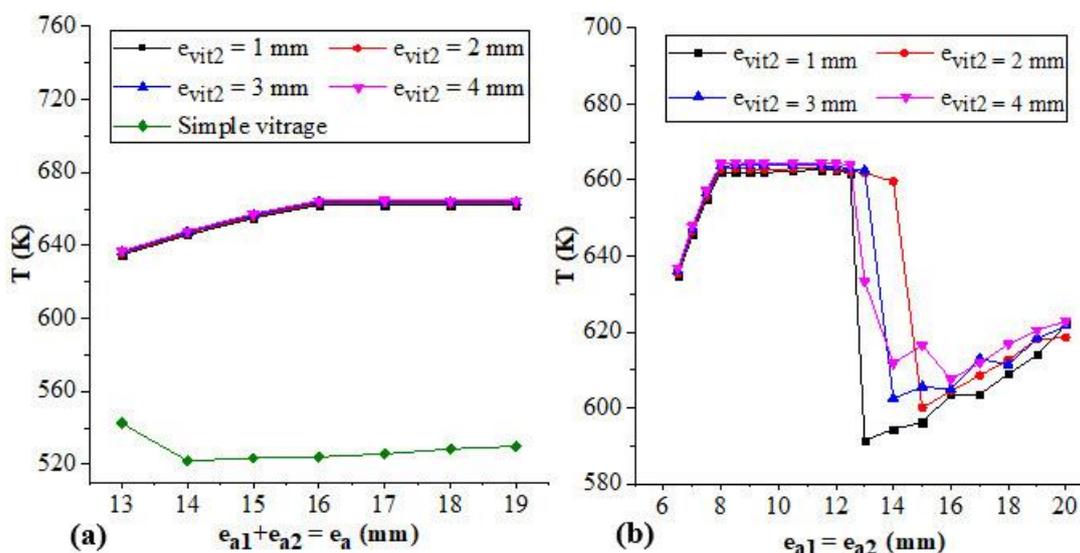


Figure IV.12 : Evolution de la température moyenne de l'absorbeur en fonction de l'épaisseur de lame d'air (a) comparaison avec le cas à simple vitrage, (b) pour plusieurs épaisseurs de la deuxième vitre

La Figure IV.11 (a) compare l'évolution de la température moyenne de l'absorbeur en fonction de l'épaisseur de la lame d'air dans les deux cas à simple et à double vitrage. On remarque l'effet positif de la deuxième vitre sur l'augmentation de la température de l'absorbeur par rapport au cas à simple vitrage. L'augmentation moyenne de cette température sur la gamme des épaisseurs étudiées est d'environ 17 %. Cette augmentation est due à la réduction de la vitesse d'écoulement qui conduit à une diminution du transfert de chaleur par convection et par conséquent à celle des pertes thermiques à l'avant du capteur solaire comme montré sur les Figures IV.12 et IV.13 représentant respectivement les contours de la vitesse et de la température pour une épaisseur égale à 16 mm et ce dans les deux cas à simple et à double vitrage.

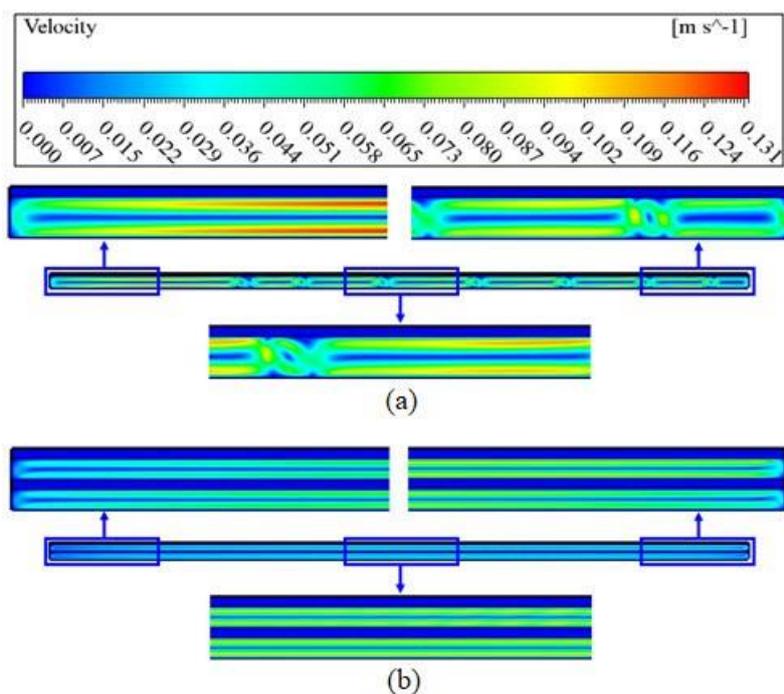


Figure IV.13 : Contours de vitesse pour une épaisseur de lame d'air de 16 mm (a) cas simple vitrage, $e_a = 16 \text{ mm}$ et (b) cas double vitrage, $e_a = (e_{a1} + e_{a2}) = 16 \text{ mm}$ ($e_{\text{vit}2} = 4 \text{ mm}$)

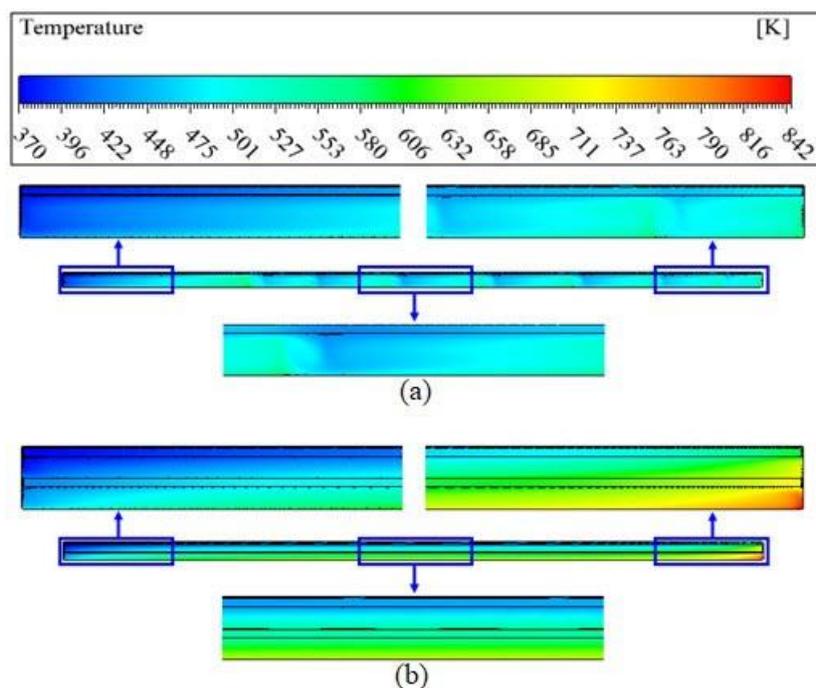


Figure IV.14 : Isothermes pour une épaisseur de lame d'air de 16 mm (a) cas simple vitrage, $e_a = 16 \text{ mm}$ et (b) cas double vitrage, $e_a = (e_{a1} + e_{a2}) = 16 \text{ mm}$ ($e_{\text{vit}2} = 4 \text{ mm}$)

Par ailleurs, la Figure IV.11 (b) représente l'évolution de la température moyenne de l'absorbeur en fonction de l'épaisseur de la lame d'air du capteur solaire à double vitrage et pour plusieurs valeurs de l'épaisseur de la deuxième vitre. Elle montre que l'influence de cette dernière sur le niveau de cette température n'est pas significative.

IV.2.3.3.2 Avec rayonnement

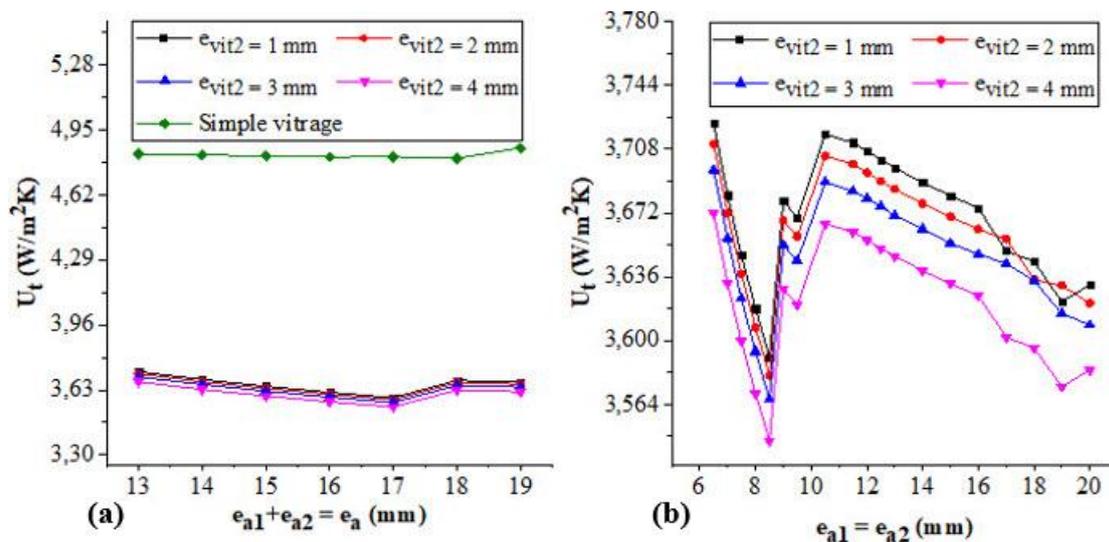


Figure IV.15 : Evolution du coefficient des pertes thermiques globales à l'avant du capteur solaire en fonction de l'épaisseur de la lame d'air (a) comparaison avec le cas à simple vitrage, (b) pour plusieurs épaisseurs de la deuxième vitre

A partir de la Figure IV.14 (a) qui compare l'évolutions du coefficient des pertes thermiques globales à l'avant du capteur solaire en fonction de l'épaisseur de la lame d'air pour les deux cas à simple et à double vitrage, on peut observer l'effet positif du double vitrage sur la réduction de ces pertes thermiques et ce quelle que soit l'épaisseur de la lame d'air. En effet, ces résultats montrent une diminution moyenne sur la gamme d'épaisseurs étudiées d'environ 26% par rapport au simple vitrage. De plus, la Figure IV.14 (b) qui représente l'évolution du coefficient des pertes thermiques globales en fonction de l'épaisseur de la lame d'air pour plusieurs épaisseurs de la deuxième vitre, montre que l'épaisseur optimale de la lame d'air est d'environ 8 mm et que l'épaisseur de la deuxième vitre n'a pas un effet notable sur le niveau des pertes thermiques globales à l'avant du capteur.

IV.2.3.4 Capteur solaire avec des partitions (stratégie des nids d'abeilles)

Dans cette partie nous avons étudié l'effet de la stratégie des nids d'abeilles sur les pertes convectives dans la lame d'air située entre l'absorbeur et la vitre ayant une épaisseur de 15 mm. Dans cette étude, le transfert thermique par rayonnement n'est pas pris en compte sauf pour l'échange entre la vitre et l'ambiante où nous avons conservé la condition mixte. Les autres conditions aux limites sont les mêmes qu'auparavant. Les partitions utilisées sont en verre avec une largeur de 1 mm. Dans un premier temps, nous avons étudié l'effet du nombre de partitions qui varie de 1 à 18 et ce pour trois longueurs différentes : 25% de l'épaisseur de

la lame d'air (3,75 mm), 50% de l'épaisseur de la lame d'air (7,5 mm) et 75% de l'épaisseur de la lame d'air (11,25 mm).

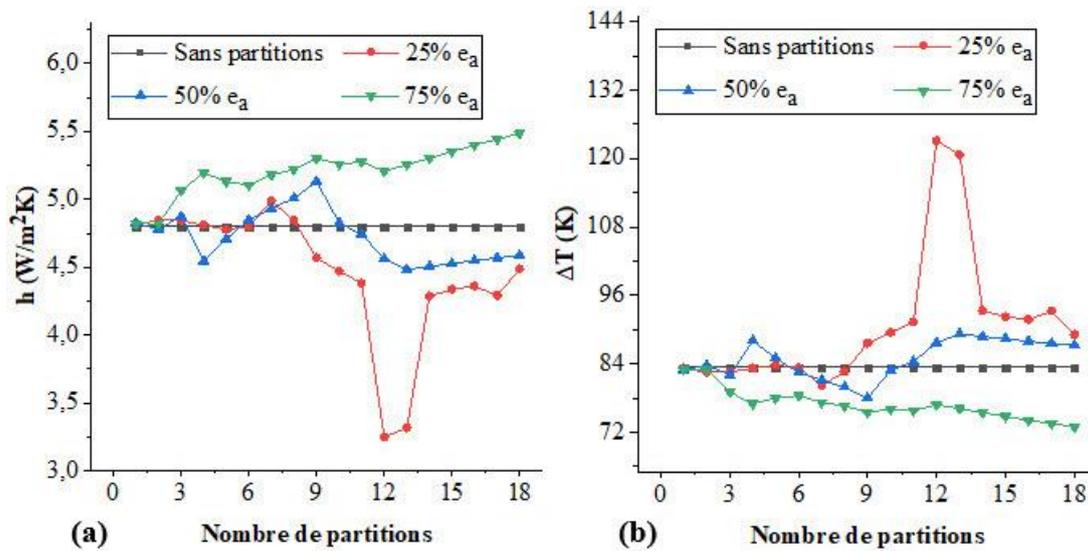


Figure IV.16 : Evolutions (a) du coefficient d'échange convectif moyen entre l'absorbeur et la vitre, (b) de la différence de la température moyenne entre l'absorbeur et la surface intérieure de la vitre pour différents nombres de partitions

D'après la Figure IV.15 (a) qui représente l'évolution du coefficient d'échange moyen entre l'absorbeur et la vitre en fonction du nombre de partitions, on remarque en général l'effet positif de ces dernières sur la réduction des pertes convectives pour les cas 25% et à un moindre degré 50% de e_a , alors que pour le cas 75% de e_a , on note une augmentation des pertes thermiques et ce quel que soit le nombre de partitions. Pour des partitions d'une longueur de 25% de e_a , la réduction des pertes convectives apparaît à partir du nombre 8 avec une valeur maximale de 32,27% à 12 partitions. Cette réduction diminue ensuite pour se stabiliser entre 14 à 18 partitions autour d'une valeur moyenne de 9,27%.

Pour le cas 50% de e_a , l'effet de la réduction des pertes convectives apparaît dans un premier temps entre 3 et 6 partitions avec une valeur moyenne de 0,73%. Entre 6 et 10 partitions, on remarque une augmentation des pertes avec une valeur maximale de 6,95% pour 9 partitions. A partir de 10 partitions, on remarque une diminution des pertes avec une valeur maximale de 6,56% obtenue pour 13 partitions. Au-delà de 13 partitions, on remarque une stabilisation de la valeur de réduction des pertes avec une valeur moyenne de 5,21%.

Par ailleurs, dans le cas de la longueur des partitions égale à 75% e_a , on remarque une augmentation moyenne des pertes convectives entre l'absorbeur et la vitre quel que soit le nombre de ces dernières avec une valeur moyenne de 8,63%.

Ces résultats font ressortir le fait que l'utilisation de la stratégie des nids d'abeilles peut conduire à la réduction ou bien à l'augmentation des pertes convectives entre l'absorbeur et la vitre et ce avec plus ou moins d'intensité selon la longueur et le nombre des partitions. En effet, pour une longueur fixe de ces dernières, l'augmentation de leur nombre à partir d'un certain seuil entraîne celle de la résistance thermique air-paroi solide (vitre), ce qui donne lieu à une réduction de l'échange thermique dans la lame d'air, d'où un écart de température absorbeur-surface interne de la vitre ΔT élevé. La poursuite de l'augmentation du nombre de partitions entraîne une baisse de la résistance thermique entre l'absorbeur et la vitre et par conséquent celle de l'écart ΔT . Ceci est illustré clairement par la Figure IV.15 (b) qui représente l'évolution de la différence de la température moyenne entre l'absorbeur et la face intérieure de la vitre en fonction du nombre et de la longueur des partitions. En effet, on remarque que pour un nombre fixe de partitions, ΔT augmente lorsque la longueur de partitions diminue. Ainsi, pour le cas 25% de e_a , à partir d'un seuil égal à 8 partitions, ΔT augmente par rapport au cas sans partitions. Pour le cas 50% de e_a , à partir d'un nombre égal à 10 partitions, ΔT est au-dessus du cas sans partitions mais reste en dessous de celui du cas 25% de e_a . Par contre, pour le cas 75% de e_a , la valeur de ΔT est en dessous du cas sans partitions pour n'importe quel nombre de partitions.

D'après la Figure IV.16 qui représente les lignes de courant dans la lame d'air du capteur pour une longueur de partitions $L_p = 25\%$ de e_a et différents nombres de ces dernières (12, 16 et 18), on remarque l'effet positif de la stratégie des nids d'abeilles sur la réduction de la vitesse de l'écoulement. En effet, dans ces cas, ce dernier devient régulier par rapport au cas sans partitions et prend la structure de celle de Raleigh Bénard ce qui conduit à réduire les pertes convectives.

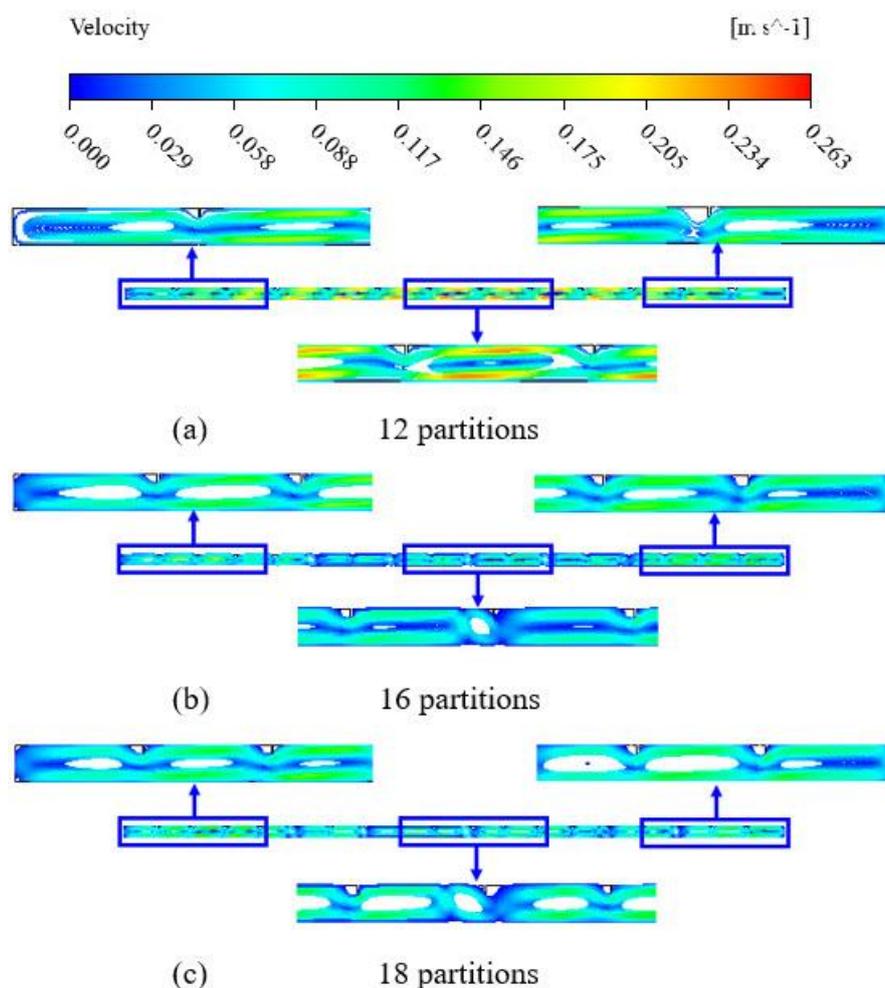


Figure IV.17 : Lignes de courant pour $L_p = 25\%$ de e_a et différents nombres de partitions

Par ailleurs, la Figure IV.17 qui représente la température locale de l'absorbeur dans le cas sans partitions et avec partitions pour $L_p = 25\%$ de e_a et différents nombres de partitions, montre que dans le cas de 12 partitions, la température de l'absorbeur est supérieure à celle sans partitions par contre la poursuite de l'augmentation du nombre de partitions au-delà de 12 conduit à la baisse de la résistance thermique entre l'absorbeur et la vitre et par conséquent à une diminution de la température de l'absorbeur.

Dans le but d'examiner l'effet de la longueur des partitions sur les pertes convectives nous avons fait varier leur longueur de 1 à 14 mm dans le cas de 12 partitions. Le choix de ce nombre est motivé par une réduction maximale des pertes thermiques.

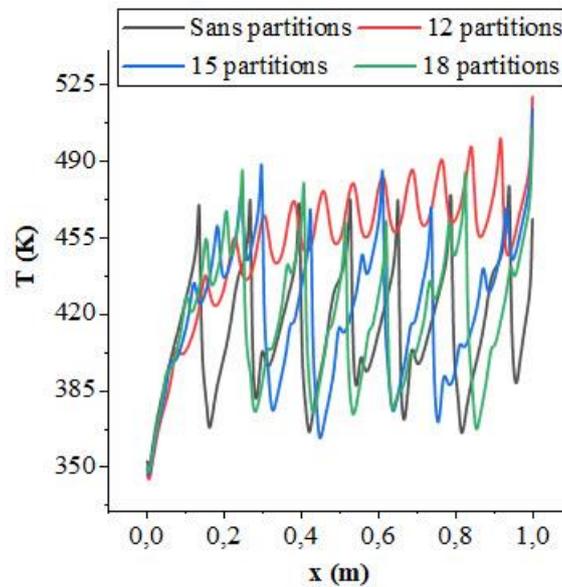


Figure IV.18 : Température locale de l'absorbeur dans le cas sans partitions et avec partitions pour $L_p = 25\%$ de e_a et pour différents nombres de partitions

La Figure IV.18 (a), qui représente l'évolution du coefficient d'échange convectif en fonction de la longueur des partitions, montre que l'augmentation de cette dernière au-delà d'un certain seuil conduit à l'augmentation des pertes convectives, ce qui a été déjà montré par la Figure IV.15. On remarque aussi que la meilleure longueur utilisée pour réduire les pertes convectives est de 3 mm avec un taux de réduction de 35,78%. La valeur optimale du rapport de forme dans ce cas est $A = e_a / L_p = 5$. Cette valeur a été testée pour les différentes épaisseurs de la lame d'air : 5 mm ($L_p = 1$ mm), 10 mm ($L_p = 2$ mm) et 20 mm ($L_p = 4$ mm) comme représenté dans la Figure IV.18 (b). Cette dernière montre l'évolution du coefficient d'échange convectif moyen en fonction de l'épaisseur de la lame d'air pour $A = 5$. D'après cette Figure, on remarque que l'adoption de cette valeur du rapport de forme n'a pas un effet positif sur la réduction des pertes convectives pour les autres épaisseurs de la lame d'air.

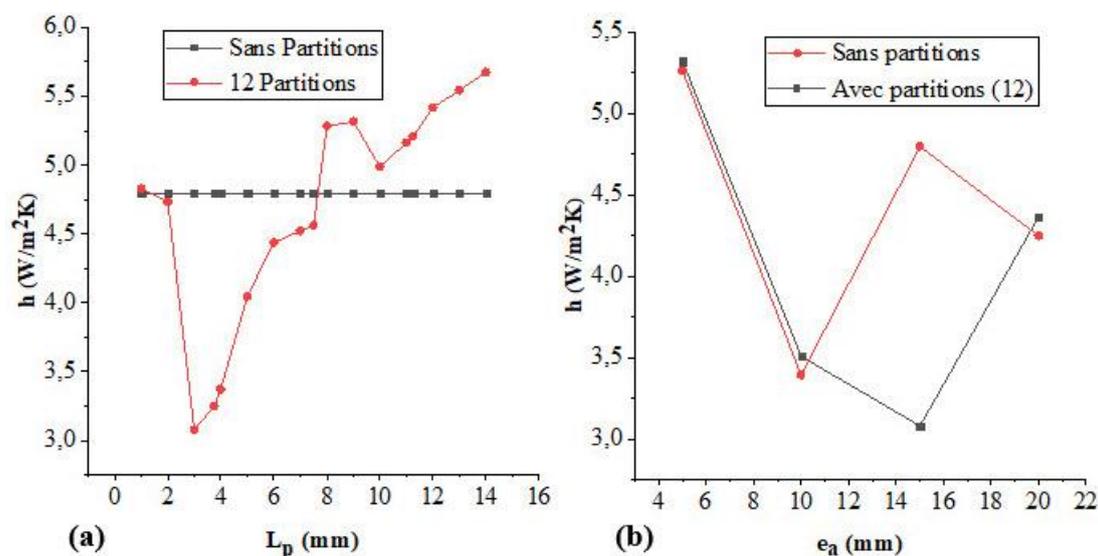


Figure IV.19 : Evolutions du coefficient d'échange convectif en fonction (a) de la longueur des partitions (b) de l'épaisseur de la lame d'air

On peut conclure d'après ces résultats que chaque épaisseur de la lame d'air possède sa propre longueur optimale des partitions et donc une valeur optimale bien précise du rapport de forme. Autrement dit, on ne peut pas généraliser un rapport de forme optimal de partitions obtenu pour $e_a = 15$ mm pour n'importe quelle autre épaisseur de lame d'air.

Il est connu que le flux de chaleur qui tombe sur l'absorbeur d'un capteur solaire n'est pas constant. Afin de démontrer l'effet de la variation de ce flux sur l'efficacité de la stratégie des nids d'abeilles dans l'isolation thermique du capteur solaire, on a fait varier la densité du flux imposée à l'absorbeur de 10 W/m² à 800 W/m² ($1,81 \cdot 10^3 \leq Ra \leq 1,45 \cdot 10^5$) pour un nombre et une longueur de partitions de 12 et 3 mm ($A = 5$), respectivement.

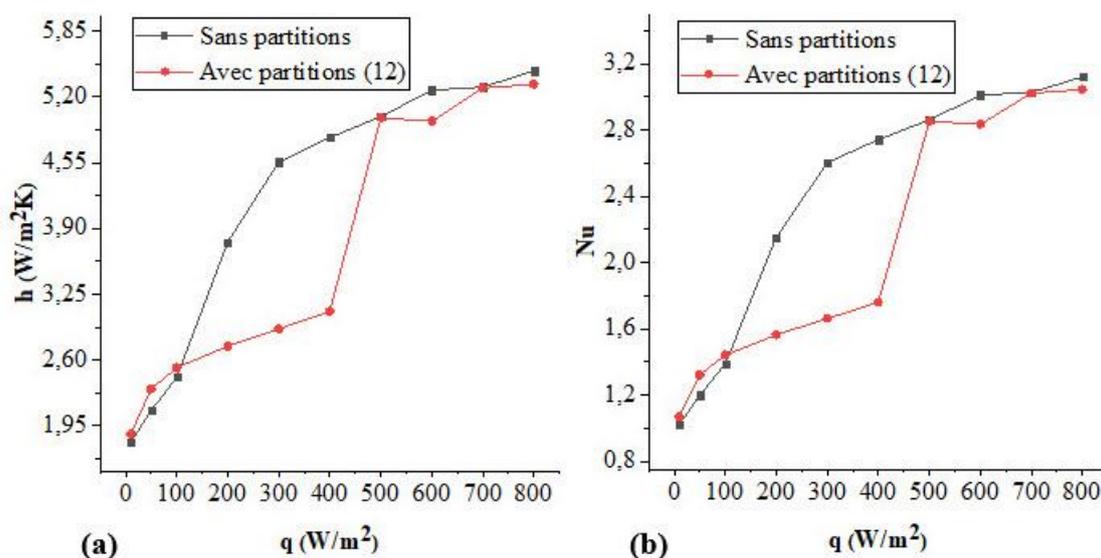


Figure IV.20 : Evolutions (a) du coefficient d'échange convectif moyen pour les deux cas sans et avec partitions (b) du Nusselt moyen pour les deux cas avec et sans partitions et ce en fonction de la densité du flux imposée à l'absorbeur

D'après la Figure IV.19 (a) qui représente l'évolution du coefficient d'échange convectif en fonction de la densité de flux imposée pour un nombre de partitions égal à 12 et une longueur égale à 3 mm ($A = 5$), on remarque que dans la gamme des densités de flux 10 à 100 W/m² ($1,82 \cdot 10^3 \leq Ra \leq 1,82 \cdot 10^4$), l'utilisation de la stratégie des nids d'abeilles conduit à une augmentation des pertes thermiques convectives avec une valeur moyenne de 6,13% par rapport au cas sans partitions. En effet, dans cette gamme de densités de flux, l'effet positif des partitions n'apparaît pas, ceci est dû à la nature du transfert thermique, lequel est dominé par la conduction thermique avec $Nu \approx 1$ comme montré sur la Figure IV.19 (b) représentant l'évolution du nombre de Nusselt en fonction de la densité de flux pour le cas sans partitions. On remarque ainsi que les partitions augmentent les pertes conductives avant du capteur solaire. Par contre dans la gamme de 100 à 500 W/m² ($1,82 \cdot 10^4 \leq Ra \leq 9,1 \cdot 10^4$), on remarque une forte réduction des pertes convectives avec un taux moyen de 19,13 % par rapport au cas sans partitions. Dans cette gamme de densités de flux où la convection devient prédominante ($Nu > 1$), Figure IV.19 (b), l'effet positif sur la réduction des pertes convectives apparaît fortement. Par ailleurs, dans la gamme 500 à 800 W/m², on remarque que l'effet des partitions sur la réduction des pertes convectives diminue par rapport à la gamme précédente et le taux moyen de réduction est de l'ordre de 2,18 %. Cette diminution peut s'expliquer par une intensification du transfert convectif, Figure IV.19 (b), ce qui a pour conséquence une augmentation de la vitesse moyenne de l'écoulement qui devient plus perturbé comme le montre la Figure IV.20 qui illustre ses lignes de courant colorées en température dans les deux cas avec et sans partitions. D'après cette Figure on peut relever clairement l'effet positif de la

stratégie des nids d'abeilles sur l'augmentation de la température du système et la régulation de l'écoulement qui prend une structure uniforme et ce dans le cas $q = 300 \text{ W/m}^2$, Figures IV.20 (a) et (b). Cependant, dans le cas $q = 700 \text{ W/m}^2$, Figures IV.20 (c) et (d), on remarque que la stratégie des nids d'abeilles n'a pas un effet notable sur l'augmentation de la température du système ainsi que sur la régulation de l'écoulement.

On en conclue d'après ces résultats que la stratégie des nids d'abeilles ne fonctionne pas avec la même efficacité pour toutes les densités de flux.

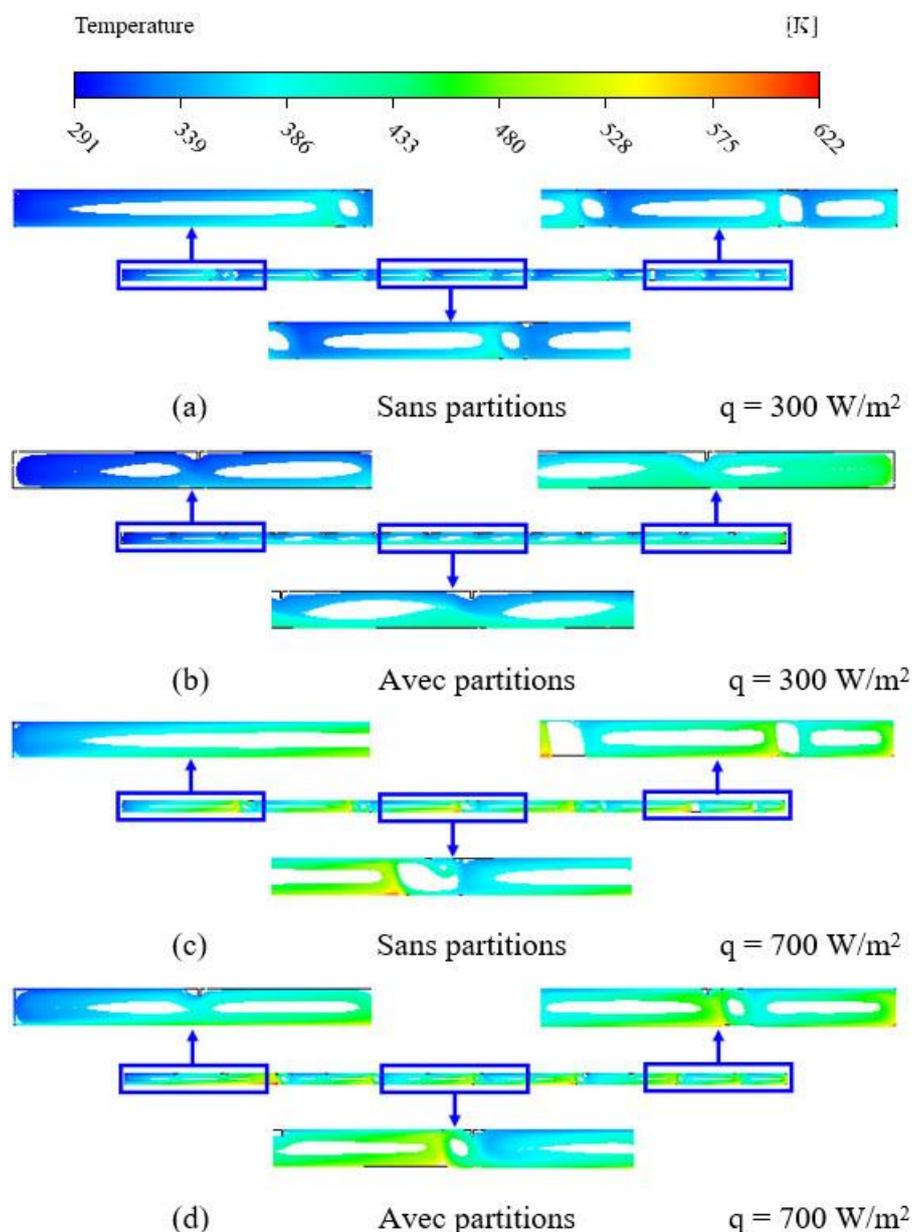


Figure IV.21 : Lignes de courant colorées en température pour différentes densités du flux thermique dans les deux cas avec et sans partitions

IV.3 Géométrie tridimensionnelle

Dans cette partie deux configurations ont été étudiées ; dans la première, l'effet de l'épaisseur de la lame d'air sur le comportement du transfert thermique dans cette lame pour une géométrie tridimensionnelle a été examiné. Pour cela, l'épaisseur de la lame d'air a été variée de 1 à 15 mm. Les résultats obtenus sont comparés avec ceux de l'étude bidimensionnelle. Dans la seconde configuration, nous avons examiné l'effet de la forme sinusoïdale de l'absorbeur sur les pertes convectives dans la lame d'air séparant l'absorbeur et la vitre. Les deux configurations étudiées sont des cavités parallélépipédiques tridimensionnelles inclinées. Elles sont composées d'un absorbeur (paroi inférieure) chauffé avec une densité du flux constante $q = 400 \text{ W/m}^2$, de parois latérales isolées, d'une vitre (paroi supérieure) ayant une épaisseur fixe $e_{vit} = 4 \text{ mm}$. Une condition mixte de flux convectif et radiatif est appliquée à cette dernière dans son échange thermique avec l'ambiante. On note que le transfert radiatif entre l'absorbeur et la vitre n'est pas pris en compte. La Figure suivante montre les conditions aux limites essentielles et les dimensions des deux cavités parallélépipédiques.

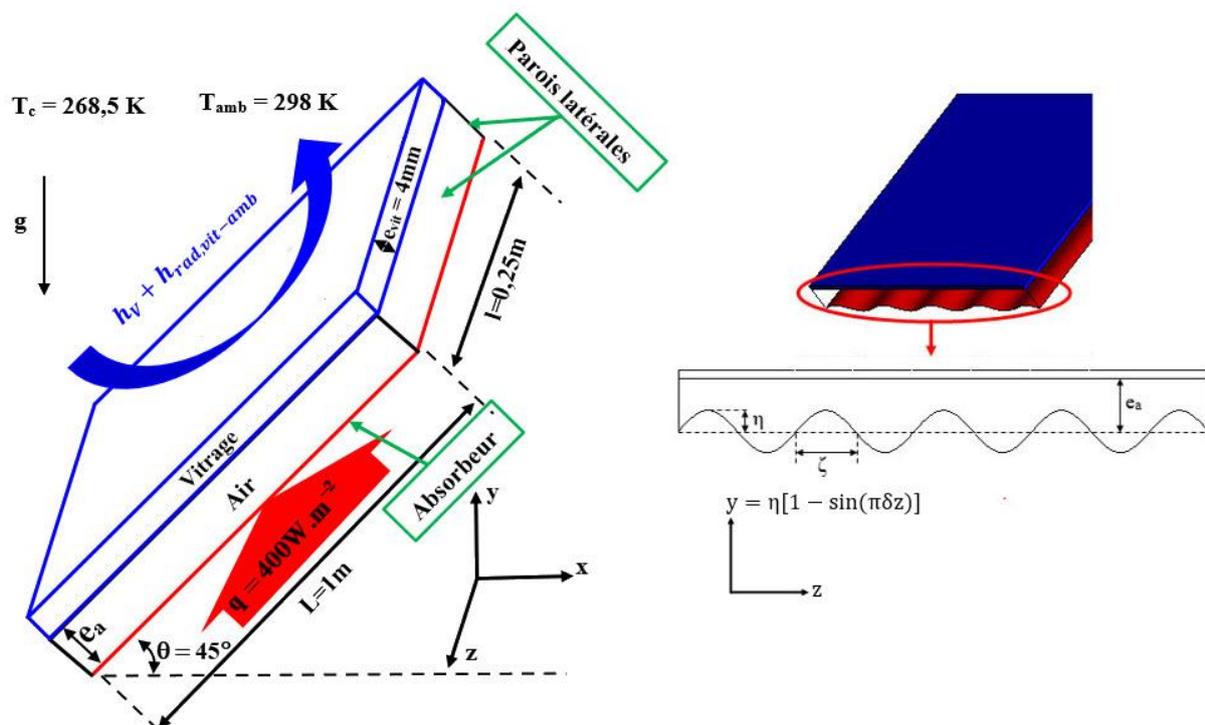


Figure IV.22 : (a) Conditions aux limites dans le cas de la géométrie tridimensionnelle (b) Les paramètres les plus importants dans le cas d'un capteur ayant un absorbeur ondulé

Pour la simulation numérique les mêmes schémas que dans la configuration bidimensionnelle ont été utilisés.

IV.3.1 Indépendance du maillage

Afin de choisir la meilleure grille de calcul pour la géométrie tridimensionnelle on a utilisé la même procédure que dans la configuration bidimensionnelle sauf que le test a été fait pour une épaisseur d'une lame d'air égale à 15 mm. D'après la Figure IV.22 qui représente l'évolution de la température moyenne de l'absorbeur en fonction du nombre de cellules, on remarque que la stabilisation de la température apparaît à 1387200 cellules (Voir la Figure IV.24). Afin de réduire le temps de calcul et d'assurer une bonne précision des résultats, on a choisi cette grille. Pour les autres grilles on a conservé les nombres de cellules selon les axes x et z ; alors que pour l'axe y le nombre a été varié en fonction de l'épaisseur de la lame d'air.

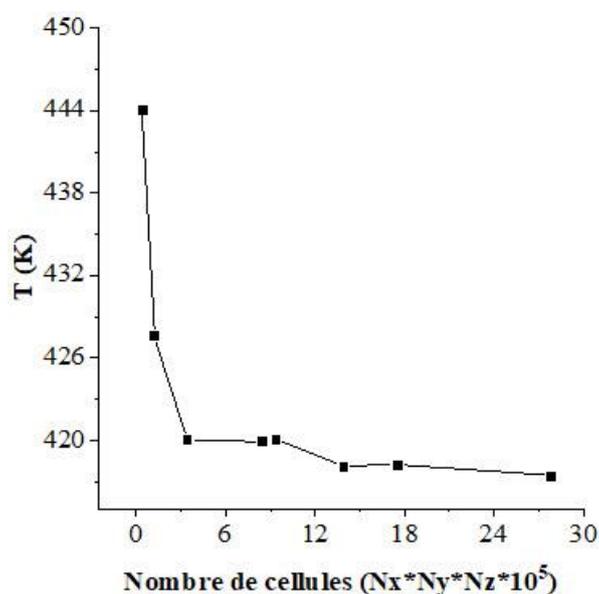


Figure IV.23 : Evolution de la température moyenne de l'absorbeur en fonction du nombre de cellules

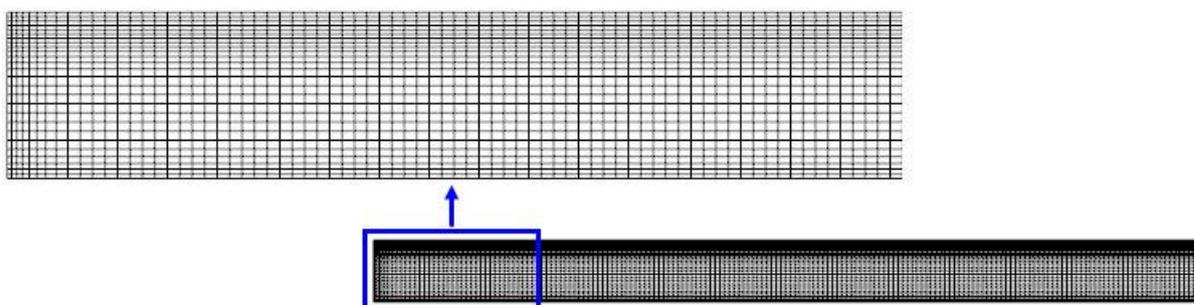


Figure IV.24 : Maillage utilisé dans la configuration tridimensionnelle

IV.3.2 Résultats et discussion

Comme pour la configuration bidimensionnelle, L'étude numérique tridimensionnelle a été faite pour un nombre de Prandtl constant ($Pr = 0,71$), un angle d'inclinaison de 45° . Tous les résultats moyens ont été calculés avec la moyenne pondérée surfacique.

IV.3.2.1 Comparaison entre les modèles bidimensionnel et tridimensionnel

Afin d'apprécier la différence entre les deux modèles 2D et 3D, on a comparé l'évolution du nombre de Nusselt en fonction de l'épaisseur de la lame d'air dans les deux cas avec celui issu de la corrélation de (Hollands, et al., 1976), Figure IV.23. D'après cette dernière, on remarque que les trois courbes ont la même allure, cependant les résultats du modèle 3D sont en meilleur accord avec ceux de la corrélation de (Hollands, et al., 1976). En effet, la différence moyenne entre les deux est de 10,88 % ; alors qu'elle est de 17, 61 % avec ceux du modèle 2D.

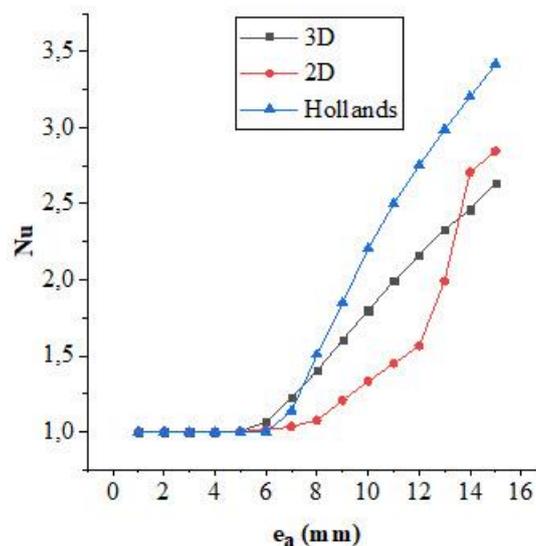


Figure IV.25 : Evolution du nombre de Nusselt moyen en fonction de l'épaisseur de la lame d'air pour les cas 2D, 3D et la corrélation de (Hollands, et al., 1976)

La différence quantitative entre les modèles 2D et 3D est due essentiellement au développement de l'écoulement en fonction de l'épaisseur de la lame d'air où dans le cas 2D, l'écoulement reste uniforme et prend la structure de Raleigh Benard à partir de $e_a = 8$ mm jusqu'à $e_a = 12$ mm comme représenté dans la Figure IV.25 qui représente les lignes de courant pour différentes épaisseurs de la lame d'air dans le cas 2D.

Par contre dans le cas 3D, on observe dans un premier temps pour $Ra \leq Ra_c = 1708 / \cos \theta = 2415,4567$ et pour $1 \text{ mm} < e_a < 5 \text{ mm}$ ($1,43 \leq Ra \leq 898,60$) un écoulement stratifié. Dans ce

cas, le fluide remonte le long de la paroi chaude (l'absorbeur) et descend le long de la paroi froide (la vitre), ce qui forme une grande cellule dans la cavité comme montré dans la Figure IV.26 qui représente les lignes de courant dans le cas 3D dans des sections longitudinales (yox) à mi-z et pour différentes épaisseurs de la lame d'air. Dans cette gamme des épaisseurs, l'écoulement suivant l'axe z est nul comme montré par la Figure IV.25 qui représente la vitesse z dans des sections transversales à mi-x où on remarque qu'il n'y a pas d'écoulement et la vitesse est nulle pour $e_a \leq 5$ mm. Ceci apparaît clairement dans la Figure IV.27 qui représente les lignes de courant dans des sections transversales (yoz) à mi-x où l'on peut noter que pour l'épaisseur 3 mm, il n'y a pas d'écoulement sur toute la section, Figure IV.27 (a).

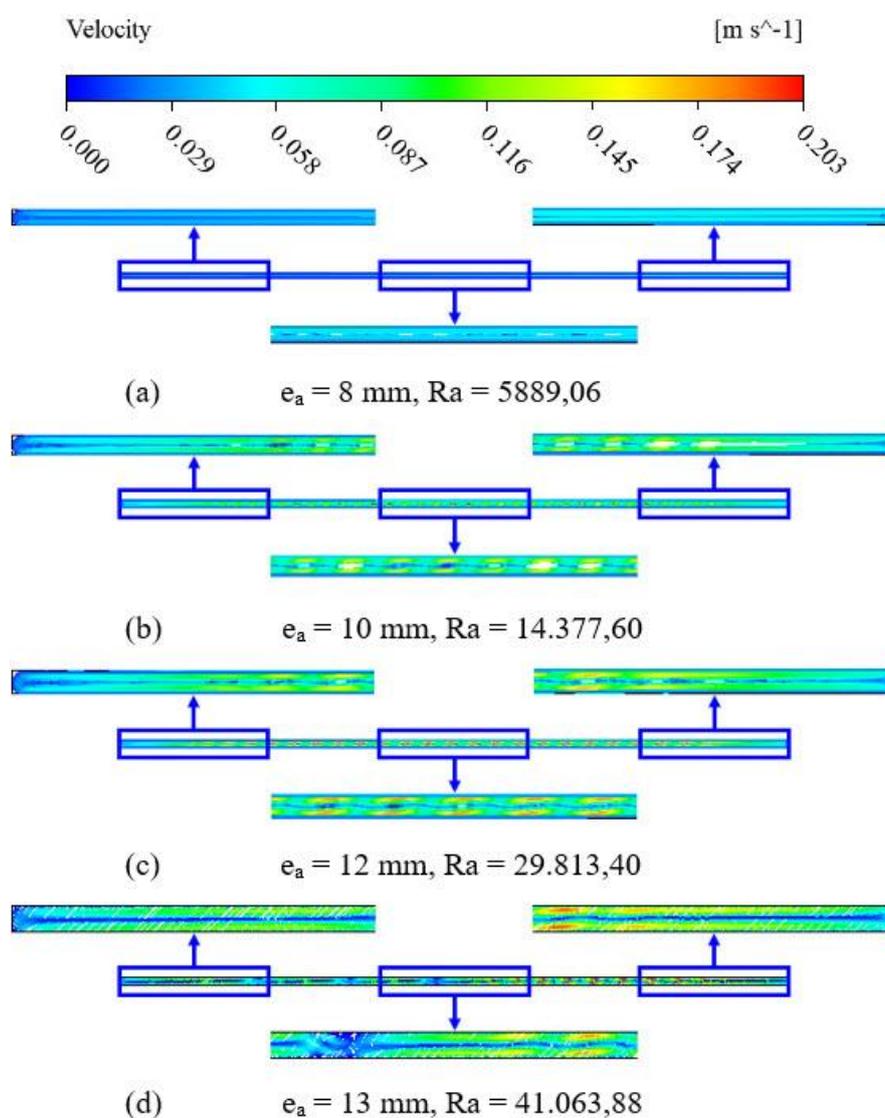


Figure IV.26 : Lignes de courant pour différentes épaisseurs de la lame d'air dans le cas 2D

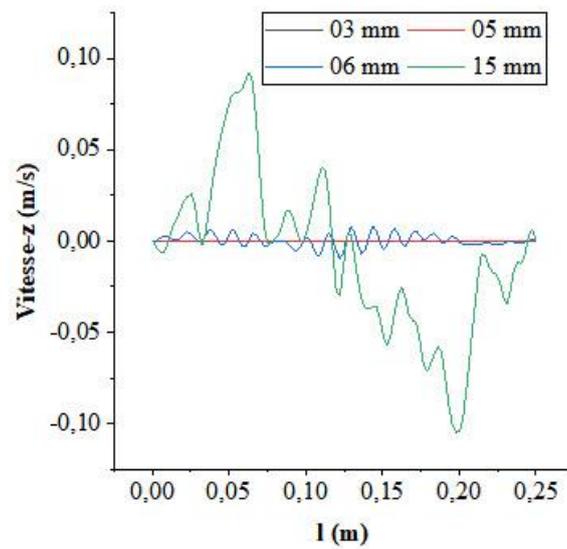


Figure IV.27 : Vitesse-z locale dans des sections longitudinales à mi-x pour différentes épaisseurs de la lame d'air

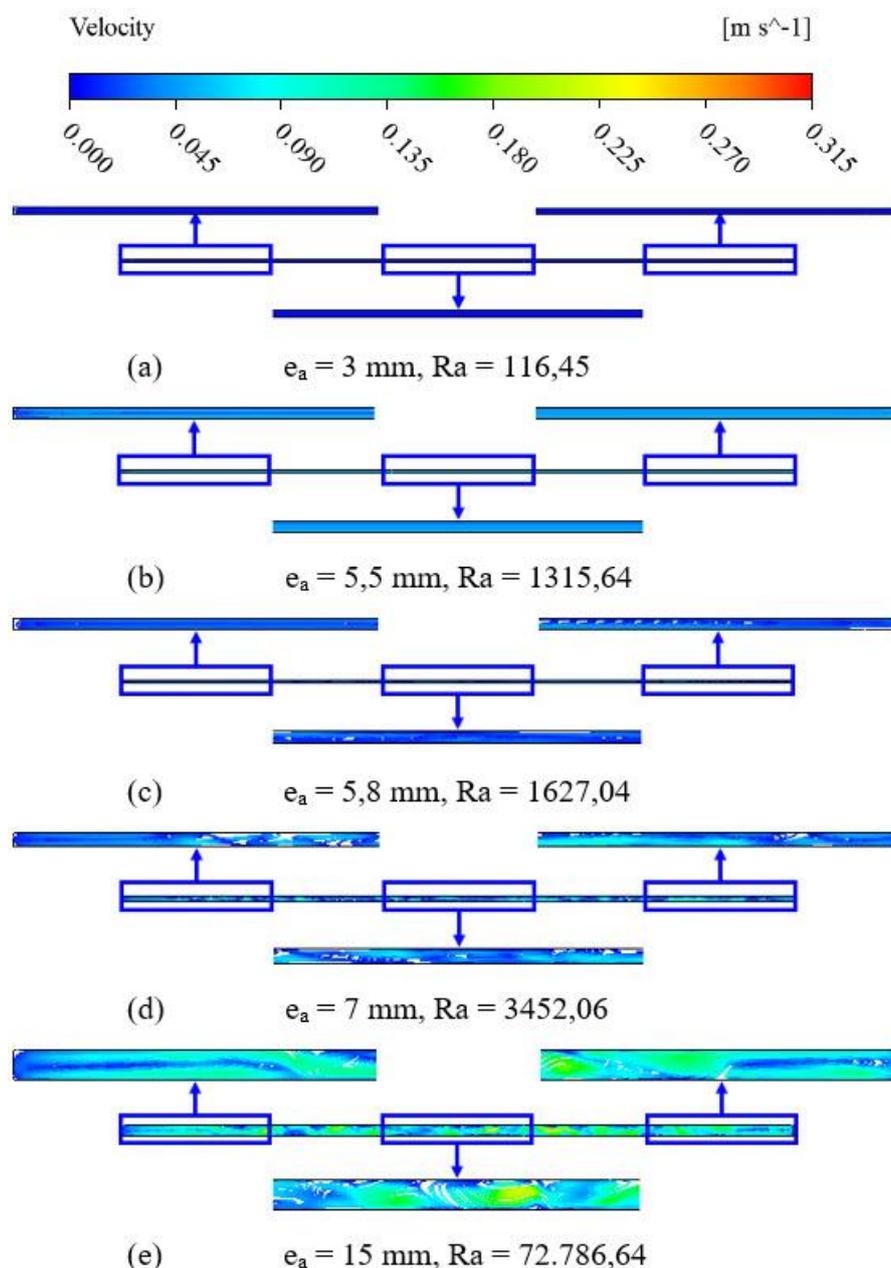


Figure IV.28 : Lignes de courant dans des sections longitudinales à mi-z et pour différentes épaisseurs de la lame d'air dans le cas 3D

Quand l'épaisseur de la lame d'air augmente ($e_a > 5 \text{ mm}$) et pour $5 \text{ mm} < e_a < 5,8 \text{ mm}$ ($898,60 \leq Ra \leq 1627,04$), on remarque l'apparition d'un écoulement suivant l'axe z comme montré par la Figure IV.27 (b). Cet écoulement se développe avec l'augmentation de l'épaisseur de la lame d'air sous forme de rouleaux placés sur tout l'axe z (rouleaux de Rayleigh Benard). Ces rouleaux apparaissent clairement pour $e_a = 5,8 \text{ mm}$, Figure IV.27 (c) avec une structure uniforme. Lorsque, l'épaisseur continue à augmenter et pour $6 \text{ mm} < e_a < 15 \text{ mm}$ ($1863,33 \leq Ra \leq 72.786,64$ et $Ra > Ra_c$), l'écoulement perd sa périodicité et devient chaotique, Figure IV.27 (d) et (e).

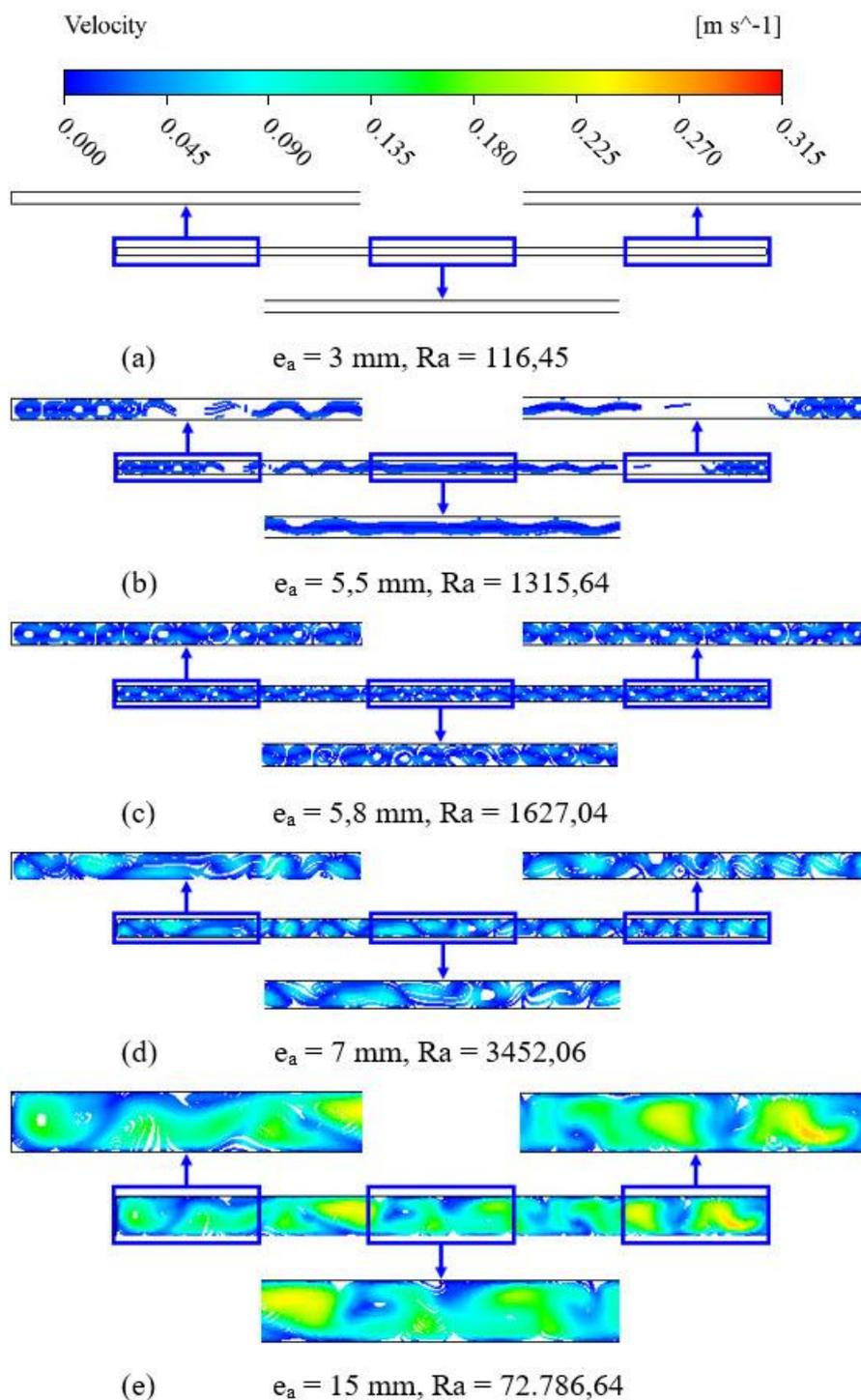


Figure IV.29 : Lignes de courant dans des sections transversales à mi-xet pour différentes épaisseurs de la lame d'air dans le cas 3D

A partir de ces résultats, on peut déduire que la différence entre le modèle 2D et 3D réside dans la transition entre les régimes périodique et chaotique. Dans le cas 2D la transition est retardée jusqu'à l'épaisseur 13 mm et dans ce cas le nombre de Rayleigh devient supérieur au Rayleigh critique. Tandis que, pour le cas 3D, on remarque que cette transition a lieu autour de 6 à 7 mm avec $Ra \approx Ra_c$. Cette différence est due essentiellement à l'effet de l'écoulement

selon l'axe z qui n'apparaît pas dans le cas 2D. ce dernier accélère la transition entre les deux régimes périodique et chaotique. D'après les résultats du modèle 3D, l'épaisseur optimale pour réduire au maximum les pertes convectives entre l'absorbeur et la vitre est autour de la valeur de 7 mm. Cette valeur est similaire avec celle obtenue à partir de la corrélation de (Hollands, et al., 1976). Ceci est confirmé par le Tableau IV.2 et la Figures IV.28 qui représentent respectivement les évolutions des coefficients d'échange convectif moyens pour le cas 3D et celui issu de la corrélation de (Hollands, et al., 1976) en fonction de l'épaisseur de la lame d'air, et les contours de la température de l'absorbeur pour différentes épaisseurs de la lame d'air.

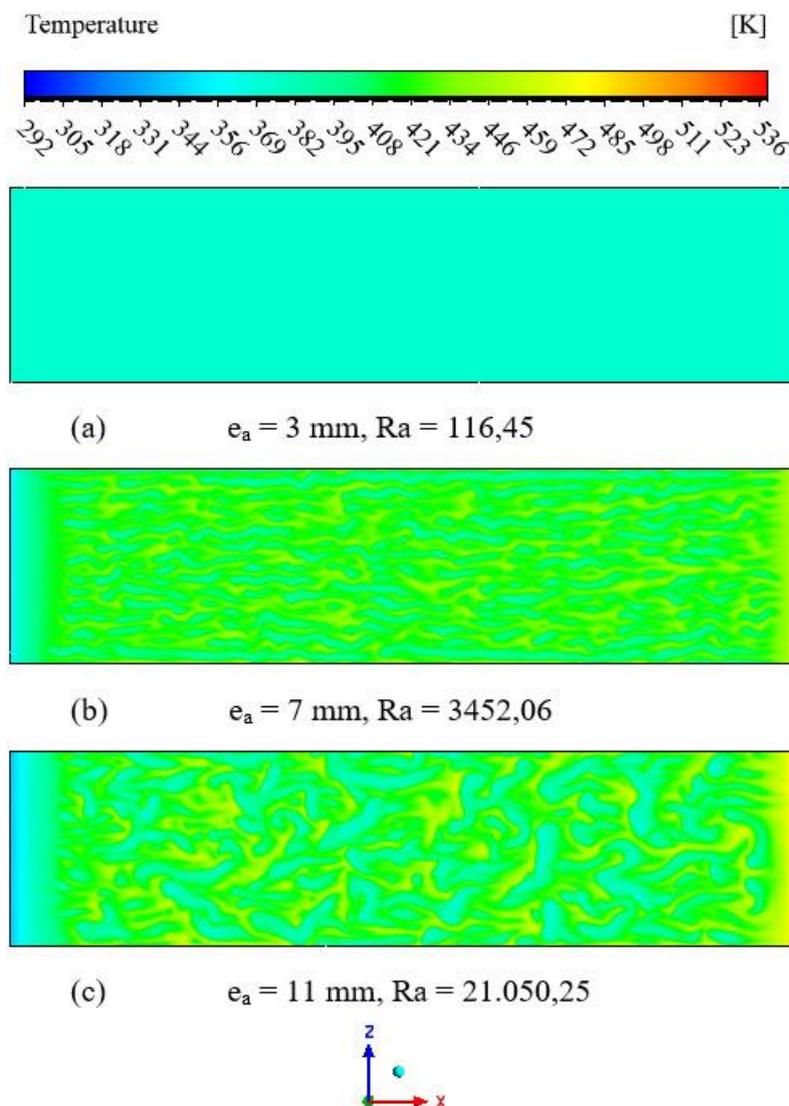


Figure IV.30 : Contours de la température de l'absorbeur pour différentes épaisseurs de la lame d'air

Tableau IV.2 : Comparaison des coefficients d'échange convectif moyens pour le cas 3D et celui issu de la corrélation de (Hollands, et al., 1976)

Numérique	e_a (mm)	1	2	3	4	5	6	7	8
	h ($W/m^2.K$)	26,22	13,11	8,74	6,56	5,26	4,67	4,58	4,60
	e_a (mm)	9	10	11	12	13	14	15	-
	h ($W/m^2.K$)	4,67	4,71	4,75	4,72	4,70	4,61	4,61	-
Hollands	e_a (mm)	1	2	3	4	5	6	7	8
	h ($W/m^2.K$)	26,23	13,11	8,74	6,55	5,24	4,37	4,11	4,79
	e_a (mm)	9	10	11	12	13	14	15	-
	h ($W/m^2.K$)	5,21	5,64	5,83	5,91	5,92	5,90	5,80	-

IV.3.2.2 Capteur solaire avec absorbeur ondulé

Pour étudier l'effet d'un absorbeur ondulé sur les pertes convectives dans la lame d'air d'un capteur solaire d'épaisseur $e_a = 6$ mm, plusieurs nombres de vagues (1-16) et de hauteurs d'amplitude η ont été utilisés.

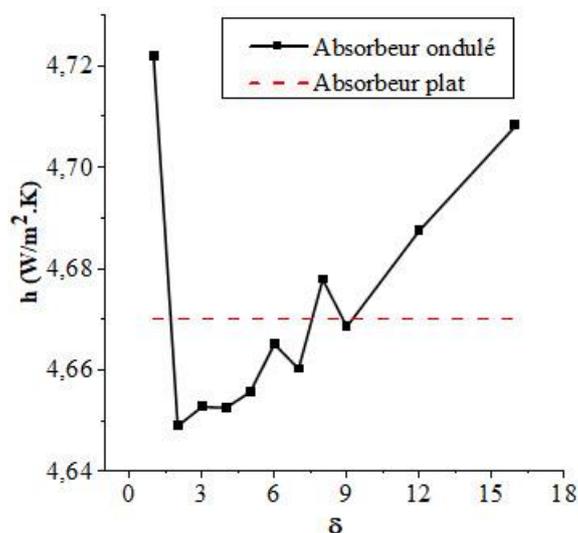


Figure IV.31 : Evolution du coefficient d'échange convectif moyen en fonction du nombre de vagues

D'après la Figure IV.29 qui représente le coefficient d'échange convectif moyen en fonction du nombre de vagues pour une hauteur d'amplitude $\eta = 0,5$ mm, on remarque que l'utilisation d'un absorbeur ondulé n'a pas un effet important sur les pertes convectives du capteur solaire comparé avec le cas d'un absorbeur plat. En effet, on note que le coefficient d'échange convectif moyen augmente de 1 % pour un nombre de vagues égal à 1 ($\zeta = 0,25$ m), entre 2 et 7 vagues ($\zeta = 0,125$ à $0,035$ m) le coefficient d'échange diminue avec une réduction minimale

égale à 0,6 % pour un nombre de vagues égale à 2 ; par contre quand le nombre de vagues devient supérieur à 7 ($\zeta < 0,035$ m) le coefficient d'échange augmente comparé avec le cas où l'absorbeur est plat,

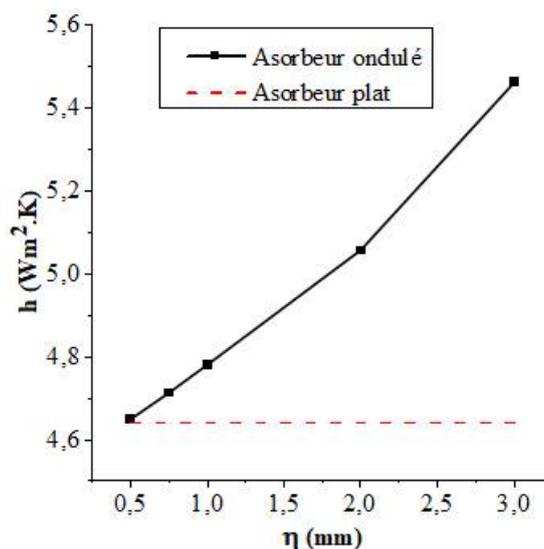


Figure IV.32 : Coefficient d'échange convectif moyen en fonction de la longueur de l'amplitude des vagues

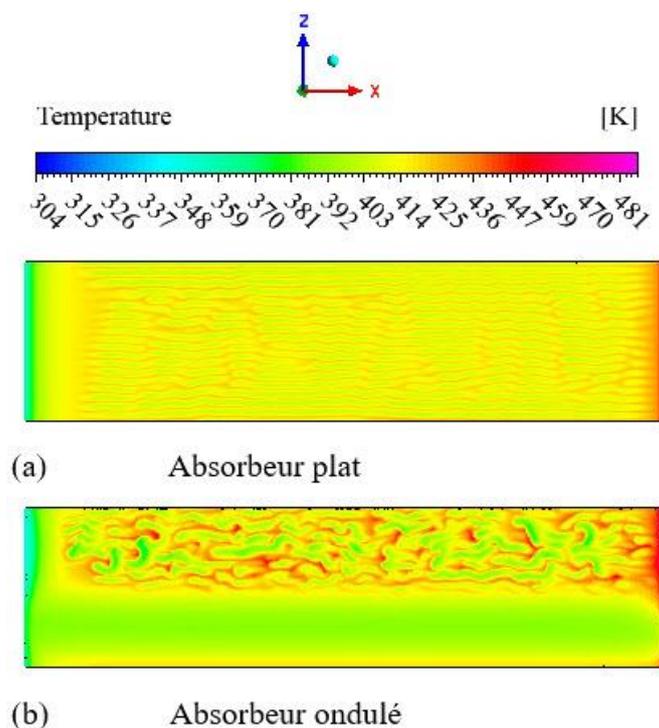


Figure IV.33 : Contours de la température de l'absorbeur pour des absorbeurs plat et ondulé

Pour montrer l'effet de l'amplitude des vagues sur les pertes convectives du capteur solaire, le nombre de vagues a été fixé à 2 ($\zeta = 0,125$ m) alors que la hauteur de l'amplitude varie de 0,5 à 3 mm. D'après la Figure IV.30 qui représente le coefficient d'échange convectif en fonction de l'amplitude, on remarque l'effet négatif de l'augmentation de la hauteur de

l'amplitude sur les pertes convectives du capteur. En effet, l'augmentation de la hauteur de l'amplitude augmente le rapport de forme H (H = la hauteur de vague / l'épaisseur de la lame d'air) ce qui conduit au développement des zones où l'écoulement est chaotique et d'autres zones où l'écoulement est stratifié. Ceci fait augmenter les pertes convectives dans les premières et diminuer la résistance thermique dans les secondes, comme le montre la Figure IV.31 qui représente les contours de la température dans les deux cas d'un absorbeur plat et l'autre ondulé. En effet, d'après cette Figure on remarque deux structures de température, l'une est stratifiée et l'autre est chaotique,

Conclusion

Le but de ce chapitre est d'étudier numériquement les effets de quelques techniques utilisées pour la diminution des pertes thermiques convectives issues de la lame d'air d'un capteur solaire plan, située entre l'absorbeur et la vitre. Pour cela, les calculs ont été effectués en 2D et/ou 3D en utilisant le logiciel CFD Ansys-fluent.

La première technique est basée sur l'optimisation des échanges thermiques dans la lame d'air. Les résultats obtenus en 2D ont montré principalement l'existence d'une valeur optimale de l'épaisseur de la lame d'air permettant de minimiser les pertes convectives à l'avant d'un capteur solaire plan à simple vitrage. Ils ont aussi montré la grande influence de la prise en compte de l'échange radiatif entre l'absorbeur et la vitre sur l'intensité de ces pertes. Par ailleurs, l'étude 3D a permis une meilleure visualisation de l'écoulement réel dans la lame d'air du capteur solaire et par conséquent, un meilleur accord des résultats numériques avec ceux expérimentaux, notamment ceux de (Hollands, et al., 1976).

La seconde technique concerne l'effet d'une deuxième vitre introduite à la moitié de la lame d'air. Dans le cas où l'échange de chaleur par rayonnement à l'intérieur du capteur solaire n'est pas pris en compte, les résultats de cette étude pour différentes épaisseurs de la lame d'air montrent que la deuxième vitre conduit à une augmentation de la température de l'absorbeur de 17 % en moyenne par rapport au cas à simple vitrage et que l'épaisseur de la deuxième vitre n'a pas d'influence notable. Par ailleurs, lorsque le transfert radiatif absorbeur-vitre est considéré, les résultats de la simulation font apparaître une réduction des pertes thermiques à l'avant du capteur solaire en moyenne sur toute la gamme des épaisseurs de lame d'air testée de 26 % par rapport au cas à simple vitrage. L'épaisseur optimale préconisée pour la lame d'air dans ce cas est de 8 mm.

La troisième technique étudiée en 2D est celle des nids d'abeilles. Les résultats obtenus font ressortir le fait que cette dernière peut conduire à une réduction ou une intensification des pertes selon le nombre des partitions et/ou leur longueur ainsi que l'intensité de la densité du flux imposée à l'absorbeur solaire.

Enfin, la quatrième technique, concerne l'utilisation d'un absorbeur solaire ondulé. L'étude 3D effectuée dans ce cas n'a pas montré d'effet notable sur la diminution des pertes thermiques du capteur solaire.

CONCLUSION GENERALE

Aujourd'hui, la dégradation environnementale causée par l'utilisation excessive des énergies fossiles est évidente, ceci a poussé les décideurs à adopter des solutions alternatives qui consistent en l'utilisation des énergies renouvelables. Parmi ces énergies, l'énergie solaire qui est durable, propre et disponible universellement. Elle est utilisée dans différentes applications telles que la production d'électricité, le chauffage des espaces et la production de l'eau chaude sanitaire à des températures moyennes qui sont généralement produites par des capteurs solaires plans. Les pertes convectives produites entre l'absorbeur et la vitre contribuent majoritairement aux pertes thermiques globales d'un capteur solaire plan et par conséquent déterminent le niveau de son rendement thermique. Différentes techniques et méthodes sont utilisées pour améliorer ce dernier. L'objectif de ce travail de recherche est l'évaluation de ces techniques au moyen d'une méthode de simulation numérique basée sur l'outil CFD (logiciel Ansys-Fluent) et en utilisant les deux géométries 2D et 3D.

En géométrie 2D, trois configurations ont été étudiées. Dans la première, l'effet de l'épaisseur de la lame d'air sur les pertes convectives pour les deux cas sans et avec prise en compte du transfert radiatif entre l'absorbeur et la vitre a été examiné. Les résultats de cette étude montrent que l'épaisseur de la lame d'air a un effet significatif sur le comportement thermique dans cette dernière et que l'épaisseur optimale à adopter pour réduire au maximum les pertes, est de 6 à 7 mm pour le cas sans rayonnement. Tandis que, dans le cas avec rayonnement cette épaisseur se situerait entre 10 à 11 mm. Les résultats montrent aussi que dans le cas où le transfert radiatif est pris en compte, la température du capteur est réduite en moyenne de 30 % par rapport au cas sans rayonnement sur la gamme des épaisseurs testée.

Par ailleurs, dans la deuxième configuration, l'effet d'une deuxième vitre introduite à la moitié de la lame d'air dans le but de réduire les pertes convectives à l'avant du capteur solaire plan a été examiné. Dans le cas où l'échange de chaleur par rayonnement à l'intérieur du capteur solaire n'est pas pris en compte, les résultats de cette étude pour différentes épaisseurs de la lame d'air montrent que la deuxième vitre a un effet positif sur le niveau de la température de l'absorbeur laquelle augmente en moyenne de 17 % par rapport au cas à simple vitrage, alors que celui de l'épaisseur de la deuxième vitre n'est pas significatif. Dans le cas où le transfert radiatif absorbeur-vitre est considéré, les résultats de la simulation font apparaître une réduction des pertes thermiques à l'avant du capteur solaire en moyenne sur toute la gamme

des épaisseurs de la lame d'air testée de 26 % par rapport au cas à simple vitrage. L'épaisseur optimale préconisée pour la lame d'air dans ce cas est de 8 mm.

La troisième configuration concerne l'étude de la stratégie des nids d'abeilles. Trois paramètres ont été examinés : le nombre et la longueur des partitions ainsi que l'intensité de la densité du flux imposée à l'absorbeur. Pour une lame d'air $e=15$ mm, les résultats ont fait apparaître que le coefficient d'échange convectif absorbeur-vitre est minimal pour 12 partitions et que la longueur optimale de ces dernières est de 3 mm. La réduction des pertes convectives à l'avant du capteur solaire dans ce cas est maximale et est évaluée à 37,73 %. Par ailleurs, la valeur optimale du rapport de forme ($A=5$) obtenu pour $e_a=15$ mm ne peut pas être généralisée aux autres valeurs de l'épaisseur de la lame d'air. Pour l'effet de la densité de flux, les résultats montrent que pour les faibles valeurs des densités de flux ≤ 100 W/m² où le transfert conductif dans la lame d'air est dominant, l'utilisation de la stratégie des nids d'abeilles conduit à augmenter légèrement les pertes thermiques, alors que lorsque la convection devient dominante dans la gamme de densités de flux 100-400 W/m², l'effet positif de la stratégie des nids d'abeilles est efficace avec une valeur maximale de réduction des pertes convectives à 300 W/m². Cependant, pour les valeurs de densité de flux supérieures à 400 W/m², l'efficacité de la stratégie des nids d'abeilles est réduite.

L'étude en géométrie 3D comprend deux parties. La première consiste en une comparaison entre les deux modèles 2D et 3D de simulation de l'écoulement dans la lame d'air située entre l'absorbeur et la vitre. D'après les résultats de cette comparaison, on a observé que l'évolution du transfert thermique dans la lame d'air pour les deux modèles est pratiquement la même et que l'épaisseur de la transition entre les régimes conductif et convectif se situe entre 6 et 7 mm. Cependant, une différence est observée pour la transition entre les régimes périodique et chaotique. En effet, dans le cas 3D, cette dernière a lieu pour l'épaisseur 6 mm et dans ce cas $Ra \approx Ra_c$; alors que dans le cas du modèle 2D, la transition est retardée jusqu'à l'épaisseur 13 mm.

La deuxième partie est consacrée à l'étude de l'influence de l'utilisation d'un absorbeur ondulé sur les pertes convectives entre l'absorbeur et la vitre. Les résultats n'ont pas montré d'effet notable sur le niveau du coefficient d'échange de la lame d'air et la valeur minimal de ce dernier est obtenu pour une hauteur de l'amplitude égale à 0,5 mm et un nombre de vagues égal à 2.

Ce travail de recherche constitue une contribution dans la compréhension du transfert thermique dans la lame d'air d'un capteur solaire plan ainsi que dans l'évaluation de quelques techniques utilisées pour réduire les pertes convectives à l'avant du capteur lesquelles déterminent son efficacité thermique.

Il peut être poursuivi par l'étude du cas de la convection naturelle turbulente dans la lame d'air du capteur solaire plan ainsi que par l'évaluation d'autres techniques de réduction des pertes thermiques de ce dernier parmi lesquelles l'effet de l'angle d'inclinaison du capteur solaire.

REFERENCES

- Adedeji, O., Reuben, O. & Olatoye, O., 2014. Global Climate Change. *Journal of Geoscience and Environment Protection*, Volume 2, pp. 114-122.
- Adelard, L. et al., 1998. Sky temperature modelisation and applications in building simulation. *Renewable Energy*, 15(1-4), pp. 418-430.
- Aghaei, T. P., 2014. *Solar Electric and Solar Thermal Energy: A Summary of Current Technologies*. s.l.:Solar electric and solar thermal enery.
- Aissaoui, F., 2017. *Contribution à l'étude du transfert de chaleur d'un capteur solaire placé dans un climat aride : cas de la région de Biskra*. Biskra: Université Mohamed Khider-Biskra.
- Amraoui, S., Mezrhab, A. & Abid, C., 2011. Combined natural convection and surface radiation in solar collector equipped with partitions. *Solar Power Plants and Their Application*, Volume 47, p. 36–47.
- ANSYS, I., 2020. *ANSYS Fluent Theory Guide*. Canonsburg: s.n.
- Arnold, J. N., Catton, . I. & Edwards, D. K., 1976. Experimental Investigation of Natural Convection in Inclined Rectangular Regions of Differing Aspect Ratios. *Journal of heat transfer*, 97(1), pp. 67-71.
- Attou, Y., 2019. *Etude numérique et thermique d'un écoulement turbulent dans un espace annulaire d'un rotor stator*. Oran: Institut des maintenance et de sécurité industrielle.
- Aubinet, M., 1994. Longwave sky radiation parametrizations. *Solar Energy*, 53(2), pp. 147-154.
- Ayyaswamy, P. & Catton, I., 1973. The Boundary-Layer Regime for Natural Convection in a Differentially Heated, Tilted Rectangular Cavity. *Journal of heat transfer*, 95(4), pp. 543-545.
- Bejan, A., 2004. *Convection Heat Transer*. 3 éd. New Jersey: John Wiley & Sons.
- Belessiotis, V., Kalogirou, S. & Delyannis, E., 2016. *Thermal solar desalination methods and systems*. London: Elsevier.

- Bensaci, C.-E., Labeled, A., Zellouf, M. & Moumimi, A., 2017. Numerical study of natural convection in an inclined enclosure: application to flat plate solar collectors. *Mathematical Modelling of Engineering Problems*, 4(1), pp. 1-6.
- Bergman, T. L., Lavine, A. S., Incropera, F. P. & Dewitt, D. P., 2011. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 7^{éd.} Jefferson: John Wiley & Sons.
- Buatois, L., 2008. *Algorithmes sur GPU de visualisation et de calcul pour des maillages non-structurés*. Vandoeuvre: Laboratoire d'infographie et d'analyse de données.
- CentenoV, M., 1982. New formulae for the equivalent night sky emissivity. *Solar Energy*, 28(6), pp. 489-498.
- Chen, G., Doroshenko, A., Koltun, P. & Shestopalov, K., 2015. Comparative field experimental investigations of different flat plate solar collectors. *Solar Energy*, Volume 115, pp. 577-588.
- Coffari, E., 1977. The sun and the celestial vault. Dans: A. A. M. Sayigh, éd. *Solar Energy Engineering*. New York: Academic Press, pp. 5-27.
- Da Rosa, A. V. & Ordóñez, J. C., 2021. *Fundamentals of Renewable Energy Processes*. 4^{éd.} United States of America: Elsevier.
- Daguenet, M., 1985. *Les sechoirs solaires, theorie et pratique*. Paris: Unesco.
- Duffie, J. A., Beckman, W. A. & Blair, N., 2020. *Solar Engineering of Thermal Processes, Photovoltaics and Wind*. 5^{éd.} New Jersey: John Wiley & Sons.
- Dunlap, R. A., 2020. *Renewable Energy Combined Edition*. s.l.: Morgan & Claypool .
- ElSherbiny, S. M., Raithby, G. D. & Hollands, K. G. T., 1982. Heat Transfer by Natural Convection Across Vertical and Inclined Air Layers. *Journal of heat transfer*, 104(1), pp. 96-102.
- Fan, M. et al., 2019. A comparative study on the performance of liquid flat-plate solar collector with a new V-corrugated absorber. *Energy Conversion and Management*, Volume 184, pp. 235-248.
- Fedala, D., 2007. *Manuel de maillage sous Gambit et de simulation sous Fluent-applications*. paris: Laboratoire d'énergétique et de mécanique des fluides interne .

- Ferahta, F.-Z. & Abid, C., 2018. Intensification of a flat solar collector efficiency. *The European Physical Journal Applied Physics*, 83(3), p. 9.
- Ferahta, F., Bougoul, S., Ababsa, D. & Abid, C., 2011. Numerical Study of the Convection in the Air Gap of a Solar Collector. *Energy Procedia*, Volume 6, pp. 176-184.
- Ferahta, F., Bougoul, S., Médale, M. & Abid, C., 2012. Influence of the Air Gap Layer Thickness on Heat Transfer Between the Glass Cover and the Absorber of a Solar Collector. *Fluid Dynamics & Materials Processing*, 8(3), pp. 339-352.
- Garcia, R. P., Oliveira, S. d. R. & Scalón, V. L., 2019. Thermal efficiency experimental evaluation of solar flat plate collectors when introducing convective barriers. *Solar Energy*, Volume 182, pp. 278-285.
- Gard, H. P. & Prakash, J., 2006. *Solar Energy: Fundamentals and Applications*. 1 éd. New Delhi: Tata McGraw-Hill.
- Garg, H. P. & Datta, G., 1984. The top loss calculation for fiat plate solar collectors. *Solar Energ*, 32(1), pp. 141-143.
- Henkes, R. A. W. M. & Hoogendoorn, C. J., 1994. Scaling of the Turbulent Natural Convection Flow in a Heated Square Cavity. *Journal of Heat Transfer*, 116(2), pp. 400-408.
- He, Q., Zeng, S. & Wang, S., 2015. Experimental investigation on the efficiency of flat-plate solar collectors with nanofluids. *Applied Thermal Engineering*, Volume 88, pp. 165-171.
- Hirasawa, S., Tsubota, R., Kawanami, T. & Shirai, K., 2013. Reduction of heat loss from solar thermal collector by diminishing natural convection with high-porosity porous medium. *Solar Energy*, Volume 97, pp. 305-313.
- Hollands, K. G. T., Unny, T. E., Raithby, G. D. & Konicek, L., 1976. Free Cotwectiwe Heat Transfer Across Inclined Air Layers. *Journal of Heat Transfer*, 98(2), pp. 189-193.
- Hollands, K. & Konicek, K., 1973. Experimental study of the stability of differentially heated inclined air layers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 16(7), pp. 1467-1476.

- Hottel, H. C. & Woertz, B. B., 1942. The performance of flat plate solar-heat collectors. *Transactions of the ASME*, Volume 64, pp. 64-91.
- Inaba, H., 1984. Experimental study of natural convection in an inclined air layer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 27(8), pp. 1127-1139.
- Iqbal, M., 1983. *An introduction to solar radiation*. Toronto: ACADEMIC PRESS.
- Ito, N., 1972. Field experiment study on the convective heat transfer coefficient on exterior surface of a building. *ASHRAE Trans*, Volume 78.
- Jawaid, M., Md Tahir, P. & Saba, N., 2017. *Lignocellulosic Fibre and Biomass-Based Composite Materials*. Kidlington: Woodhead Publishing.
- Jiji, L. M., 2006. *Heat Convection*. New York: Springer.
- Kalogirou, S., 2009. *Solar energy engineering : processes and systems*. 1 éd. Burlington: Elsevier.
- Kaltschmitt, M., Streicher, W. & Wiese, A., 2007. *Renewable Energy: Technology, Economics and Environment*. Ne York: Springer.
- Klein, S. A., 1975. Calculation of fiat-plate collector loss coefficients. *&darEnergy*, Volume 17, pp. 79-80.
- Kreith, F. & Goswami, D., 2007. *Handbook of Energy Efficiency and Renewable Energy*. Boca Raton: Taylor & Francis.
- Laaraba, A. & Khechekhouche, A., 2018. Numerical Simulation of Natural Convection in the Air Gap of a Vertical Flat Plate Thermal Solar Collector with Partitions Attached to Its Glazing. *Indonesian Journal of Science and Technology*, 3(2), pp. 95-104.
- Leplat, G., 2009. *Stabilité d'un écoulement de convection naturelle en milieu confiné*. Toulouse: l'Institut Supérieur de l'Aéronautique et de l'Espace.
- Malhotra, A., Gard, H. & Palti, A., 1981. Heat loss calculation of flat plate solar collectors. *The Journal of Thermal Enineering*, 2(2), pp. 59-62.
- Manikandan, J. & Sivaraman, B., 2016. Comparative studies on thermal efficiency of single and double glazed flat plate solar water heater. *Journal of Engineering and Applied Sciences*, 11(9), pp. 5521-5526.

- Mapa, L. d. P., Mendes, B. d. M., Bortolaia, L. A. & Leal, E. M., 2019. Study of the Project Parameters Influence in the Performance of Solar Collectors. *International Journal of Heat and Technology*, 37(1), pp. 313-321.
- Matene, E., 2009. *Présentation du code Fluent et de la méthode numérique de prevision*. s.l.:Centre universitaire Khemis Miliana.
- McAdams, W. H., 1954. *Heat Transmission*. 3 éd. New York: McGRAW-HILL.
- Meziani, F., 2012. *Détermination du gisement solaire par traitement d'image MSG*. Tizi ousou: Université Mouloud Mammeri de Tizi ousou.
- Mezrhab, A., Rabhi, M., Naji, H. & Abid, C., 2007. Etude numérique du couplage convection rayonnement dans une enceinte cloisonnée. *Revue des Energies Renouvelables*, 10(2), pp. 293-298.
- Miloud, A., 2015. *Calcul de l'échange thermique dans une conduite tournante. Application au refroidissement des pales de turbines*. Oran: Université des sciences et de la technologie d'Oran Mohamed Boudiaf.
- Mintsa Do Ango, A., Medale, M. & Abid, C., 2013. Optimization of the design of a polymer flat plate solar collector. *Solar Energy*, Volume 87, pp. 64-75.
- Moukalled, F., Mangani, L. & Darwish, M., 2016. *The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics An Advanced Introduction with OpenFOAM and Matlab*. 113 éd. Switzerland: Springer.
- Mozumder, A., Singh, A. K. & Sharma, P., 2014. Study of Cylindrical Honeycomb Solar Collector. *Journal of Solar Energy*, p. 7.
- Mullick, S. C. & Samdarshi, S. K., 1988. An improved technique for computing the top heat loss factor of a flat-plate collector with a single glazing. *Journal of Solar Energy Engineering*, 110(4), pp. 262-267.
- Mullick, S. C. & Samdarshi, S. K., 1990. Analysis of the top heat loss factor of flat plate solar collectors with single and double glazing. *International Journal of Energy Research*, Volume 14, pp. 975-990.
- Neuwirth, F., 1980. The estimation of global and sky radiation in Austria. *Solar Energy*, Volume 24, pp. 421-426.

- Nguyen, K.-B., Yoon, S.-H. & Choi, J. H., 2012. Effect of working-fluid filling ratio and cooling-water flow rate on the performance of solar collector with closed-loop oscillating heat pipe. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 26(1), pp. 251-258.
- Nouri, H. & Ravelet, F., 2013. *Introduction à la simulation numérique des écoulements. Application au transfert thermique sur plaque plane avec Starccm+*. Paris: DnFluid - Arts et metiers paristech.
- O'Sullivan, D., Mollaghan, D., Blavette, A. & Alcorn, R., 2010. *Dynamic characteristics of wave and tidal energy converters & a recommended structure for development of a generic model for grid connection*, Pouladuff: University College Cork.
- Onur, N., 1993. Forced convection heat transfer from a flat-plate model collector on roof of a model house. *Wärme - und Stoffübertragung*, Volume 28, pp. 141-145.
- Ozoe, H., Sayama, H. & W.Churchill, S., 1975. Natural convection in an inclined rectangular channel at various aspect ratios and angles—experimental measurements. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 18(12), pp. 1425-1431.
- Ozoe, H., Yamamoto, K., Sayama, H. & W.Churchill, S., 1974. Natural circulation in an inclined rectangular channel heated on one side and cooled on the opposing side. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 17(10), pp. 1209-1217.
- Ozsoy, A., Sabahattin, D. & Adam, N. M., 2014. An Experimental Study on Double-Glazed Flat Plate Solar Water Heating System in Turkey. *Applied Mechanics and Materials*, Volume 564, pp. 204-209.
- Palyvos, J., 2008. A survey of wind convection coefficient correlations for building envelope energy systems' modeling. *Applied Thermal Engineering*, 28(8-9), pp. 801-808.
- Parry, M. et al., 2007. *Climate Change 2007: Impacts, Adaptation and Vulnerability*. Cambridge: Cambridge University Press.
- Patankar, S. V., 1980. *Numerical heat transfer and fluid flow*. Washington: Taylor & Francis.
- Pletcher, R. H., Tannehill, J. C. & Anderson, D. A., 2013. *Computational fluid mechanics and heat transfer*. 3 éd. Boca Raton: Taylor & Francis .

- Popa, I., 2002. *Modélisation numérique du transfert thermique-Méthode des volumes finis*. Craiova: Universitaria.
- Rabhi, M., Bouali, H. & Mezrhab, A., 2008. Radiation–natural convection heat transfer in inclined rectangular enclosures with multiple partitions. *Energy Conversion and Management*, 49(5), pp. 1228-1236.
- Ramlow, B. & Nusz, B., 2010. *Solar water heating a comprehensive guide to solar water and space heating systems*. Canada: New Society Publishers.
- Rasou, J. & Prinos, P., 1997. Natural convection in an inclined enclosure. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 7(5), pp. 438-478.
- Rohsenow, W. M., Hartnett, J. R. & Cho, Y. I., 1998. *Handbook of heat transfer*. 3 éd. New York: McGraw-Hill.
- Rommel, M., Kovács, P. & Kramer, K., 2010. Solar thermal technology update. *Renewable Energy Focus*, 11(5), pp. 36-38.
- Sadaoui, D., Sahi, A., Djerrada, A. & Mansouri, K., 2016. Coupled radiation and natural convection within an inclined sinusoidal solar collector heated from below. *Mechanics & Industry*, 17(3), p. 13.
- Sadrehaghighi, I., 2020. *Mesh Generation in CFD*. s.l.: Geometry and Meshing Lab.
- Samdarshi, S. K. & Mullick, S. C., 1991. Analytical equation for the top heat loss factor of a flat-plate collector with double glazing. *Journal of Solar Energy Engineering*, 113(2), pp. 117-122.
- Samdarshi, S. K. & Mullick, S. C., 1994. Generalized analytical equation for the top heat loss factor of a flat-plate solar collector with N glass covers. *Journal of Solar Energy Engineering*, 116(1), pp. 43-46.
- Sarbu, I. & Sebarchievici, C., 2017. *Solar Heating and Cooling Systems Fundamentals, Experiments and Applications*. London: Elsevier.
- Sen, Z., 2008. *Solar Energy Fundamentals and Modeling Techniques*. Istanbul : Springer.
- Shakerin, S., 1987. Wind-Related Heat Transfer Coefficient for Flat-Plate Solar Collectors. *J. Sol. Energy Eng.*, 109(2), pp. 108-110.
- Shaw, C., 1992. *Using computational fluid dynamics*. s.l.:Prentice Hall.

- Shewen, E., Hollands, K. G. T. & Raithby, G. D., 1996. Heat Transfer by Natural Convection Across a Vertical Air Cavity of Large Aspect Ratio. *Journal fo heat transfer*, 118(4), pp. 993-995.
- Sparrow, E. M., Ramsey, J. W. & Mass, E. A., 1979. Effect of Finite Width on Heat Transfer and Fluid Flow about an Inclined Rectangular Plate. *Journal of Heat Transfer*, 101(2), pp. 199-204.
- Subiantoro, A. & Tiow Ooi, K., 2013. Analytical models for the computation and optimization of single and double glazing flat plate solar collectors with normal and small air gap spacing. *Applied Energy*, Volume 104, pp. 392-399.
- Sukhatme, S. P. & Nayak, J. K., 2008. *Solar Energy Principles of Thermal Collection and Storage*. 3 éd. New Delhi: Tata McGraw-Hill.
- Swiatek, M. -. V., 2015. *Étude de la convection naturelle et de la stratification thermique dans une cavité inclinée et chauffée au milieu – Application aux capteurs solaires autostockeurs*. Grenoble: l'École Doctorale SISEO.
- Swinbank, W. C., 1963. Long-wave radiation from clear skies. *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society*, 89(381), pp. 339-348.
- Tian, Y. & Zhao, C., 2013. A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications. *Applied Energy*, Volume 104, pp. 538-553.
- V. D. Souza, J., 2012. *Conception et optimisation d'un capteur solaire thermique innovant adapté à la rénovation énergétique grâce à l'intégration du stockage*. Grenoble: l'École Doctorale SISEO.
- Valinejad Shoubi, M. & Valinejad Shoubi, M., 2015. Solar wall system, the sun-centered approach toward ecosystem. *Journal of greean building*, 8(4).
- Varol, Y. & F.Oztop, H., 2008. A comparative numerical study on natural convection in inclined wavy and flat-plate solar collectors. *Building and Environment*, 43(9), pp. 1535-1544.
- Verma, S. K., Tiwari, A. K. & Chauhan, D. S., 2017. Experimental evaluation of flat plate solar collector using nanofluids. *Energy Conversion and Management*, Volume 134, pp. 103-115.

- Versteeg, H. K. & Malalasekera, W., 2007. *An introduction to computational fluid dynamics the finite volume method*. 2 éd. Glasgow: Pearson Education.
- Vettrivel, H. & Mathiazhagan, P., 2017. Comparison study of solar flat plate collector with single and double glazing systems. *International Journal of Renewable Energy Research*, 7(1), pp. 267-274.
- Veziroglu, T. N., 1995. Twenty years of the hydrogen movement 1974-1994. *International journal of hydrogen energy*, 20(1), pp. 1-7.
- Vivek, V., Sharma, A. K. & Balaji, C., 2012. Interaction effects between laminar natural convection and surface radiation in tilted square and shallow enclosures. *International Journal of Thermal Sciences*, Volume 60, pp. 70-84.
- Watmuff, J. H., Charters, W. W. S. & Proctor, D., 1977. Solar and wind induced external coefficients - Solar collectors. *Revue Internationale d'Helio-technique*, p. 56.
- Yeşil, O. et al., 2017. Study of three-dimensional natural convection and entropy generation in an inclined solar collector equipped with partitions. *Heat Transfer-Asian Research*, 46(8), pp. 1312-1326.
- Yousefi, T., Veisy, F., Shojaeizadeh, E. & Zinadini, S., 2012. An experimental investigation on the effect of MWCNT-H₂O nanofluid on the efficiency of flat-plate solar collectors. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Volume 39, pp. 207-212.
- Zayas, J., 2016. *Hydropower Vision*, Oak Ridge: U.S. Department of energy.

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ
الْحَمْدُ لِلَّهِ رَبِّ الْعَالَمِينَ