

NOMENCLATEUR

Symbole	Désignation	unité
E	énergie	W
E_0	la constante solaire	$W.m^{-2}$
j	numéro du jour	-
α	coefficient d'absorption	-
ε	coefficient d'émission	-
ζ	taux de transmission	-
λ	Longueur d'onde	μm
λ	conductibilité	$W.m^{-1}.K^{-1}$
ρ	Masse volumique	Kg/m^3
φ	Flux de chaleur	W
T	Température	$^{\circ}C$
t	Temps	s
G^*	densité de flux thermique globale	$W.m^{-2}$
α	Coefficient d'absorption	-
τ	Coefficient de transmission	-
h_p	Coefficient global de pertes	$W.m^{-2}.^{\circ}C^{-1}$
q_{cf}	Débit calorifique du fluide caloporteur= débit massique x capacité calorifique	$W.^{\circ}C^{-1}$
ϕ	Densité de flux de chaleur	$W.m^{-2}.^{\circ}C^{-1}$
ω	Angle solaire	$^{\circ}$
σ	Taux d'enseillement	-
D_e, D_i	Diamètre extérieur, intérieure	m
C	Capacité calorifique	-
D	Diamètre hydraulique	m

Q_U	Puissance utile	W
I	Eclairement solaire	W/m ²
u, v, w	Composantes du vecteur vitesse	[m/s]
u^*, v^*, w^*	Composant adimensionnelles du vecteur vitesse	-
x, y, z	Coordonnées cartésiennes	-
x^*, y^*, z^*	Coordonnées cartésiennes adimensionnelles	-
p	Pression	[Pa]
p^*	Pression adimensionnel	-
i	Coordonné du nœud suivant l'axe x	-
j	Coordonné du nœud suivant l'axe y	-
F_e	Force extérieure	[N]
F	Force de volume	[N]
ρ	Masse volumique	[Kg/m ³]
τ_{ij}	Tenseur des contraintes normales et tangentielles	-
ν	Viscosité cinématique	[m ² /s]
μ	Viscosité dynamique	[Kg/m.s]
n_b	Nœud voisin de p	-
w	Face Ouest du volume de contrôle	-
n	Face Nord du volume de contrôle	-
s	Face Sud du volume de contrôle	-
e	Face Est du volume de contrôle	-
Δx	Longueur de volume de contrôle	-
Δy	Hauteur de volume de contrôle	-
b_v	Coefficient constant désignant la source	-
*	Valeur estimée	-
'	Correction apportée	-
$a_{p, e, w, s, n}$	Coefficient définissant l'équation discrétisée	-

Liste des figures

Liste des figures

Chapitre I

Figure. I.1- réparation spectrale du rayonnement solaire hors atmosphère.....	02
Figure. I.2 - Densité de la couronne solaire.....	04
Figure. I.3-la longueur d'onde de rayonnement solaire.....	05
Figure. I.4- Bilan du rayonnement solaire arrivé au sol	05
Figure. I.5- Rayonnement solaire annuel dans le monde (KWh/m ² .an).....	06
Figure. I.6- Schéma de principe d'un capteur solaire plan	07
Figure .I.7- peinture noire sur absorbeur	09
Figure .I.8- Transparence du verre	12
Figure .I.9- Schéma des différentes pertes	15
Figure .I.10- Les types génériques principaux d'écoulements	18
Figure .I.11- Capteurs à absorbeur perméable.....	18
Figure. I.12- différents type d'absorbeur	19
Figure .I.13- capteur plan non vitré.....	20
Figure. I.14- Chauffages est climatisation des habitations.....	21
Figure .I.15 -séchage solaire.....	22

Chapitre II

Figure II.1- Coupe transversale du capteur à air.....	23
Figure II.2-Disposition des obstacles DCL.....	24
Figure II.3-Disposition des obstacles OCL.....	25
Figure II.4-Capteur muni d'obstacles TL.....	25
Figure II.5-Conception des capteurs à aérogel de silice.....	26
Figure II.6-Configuration a.....	28
Figure II.7-Configuration b.....	28
Figure II.8-Configuration c.....	29
Figure II.9-Dispositif expérimental.....	30
Figure II.10-Schéma descriptif des chicanes.....	30
Figure II.11-Capteur plan à air muni de rugosités cylindriques.....	31
Figure II.12-Les différents arrangements des chicanes cylindriques.....	32
Figure II.13-Schéma du modèle expérimental.....	33
Figure II.14-Plaques rectangulaires minces orientées parallèlement à l'écoulement	33
Figure II.15-Schéma représentatif des obstacles rectangulaires perpendiculaires à l'écoulement.....	34
Figure II.16-Le schéma d'un capteur solaire thermique à double passes avec des milieux poreux dans le deuxième canal.....	35
Figure II.17-Schéma d'un capteur solaire thermique qui se base sur l'utilisation d'un lit sous forme de treillis métalliques comme matériel d'emballage.....	36

Chapitre III

Figure III.1- schéma de principe d'un capteur solaire plan.....	38
Figure III.2- schématisation des flux convectifs dans un capteur couvert de type 1....	41
Figure III.3- schématisation des flux convectifs dans un capteur solaire couvert de type 2.....	44
Figure III.4- schématisation des flux convectifs dans un capteur solaire non-couvert de type3.....	45
Figure III.5- schématisation des flux convectifs dans un capteur solaire non-couvert de type4.....	45
Figure III.5-schéma en coupe e l'absorbeur	46
Figure III.5-rendement instantané d'un capteur solaire en fonction de $T^* = \frac{(T_p - T_a)}{G_{(i,\gamma)}}$	50
Figure III.6-Schéma d'un élément du capteur.....	51

Chapitre IV

Figure IV.1-maillage et volume de contrôle.....	55
Figure IV.2-Illustration de la notion de maillage.....	55
Figure IV.3-Quelques types d'éléments.....	56
Figure IV.4-Exemples de maillages.....	57
Figure IV.5-grilles décalées « stagged grid ».....	58
Figure IV.6-Schéma représentatif de l'algorithme SIMPLE.....	63
Figure IV.7 : Lancement du Gambit.....	64
Figure IV.8 : Les opérations pour construire une géométrie.....	65
Figure IV.9 : Maillage structuré et non structuré.....	72
Figure IV.10 : Définition des frontières.....	72
Figure IV.11 : Le maillage de notre étude.....	72
Figure IV.12 : Exportation du maillage.....	73
Figure IV.13 : Importation de la géométrie.....	73
Figure IV.14: Vérification du maillage.....	74
Figure IV.15 : Vérification des unités.....	74
Figure IV.16 : Choix du solveur.....	75
Figure IV.17 : Equation de l'énergie.....	75
Figure IV.18 : Choix du modèle de turbulence.....	76
Figure IV.19 : Définition des caractéristiques du fluide.....	77

Figure IV.20 : Choix de la pression de référence.....	77
Figure IV.21 : Valeurs des conditions aux limites.....	78
Figure IV.22: Vitesse d'entrée.....	78
Figure IV.23 : Parois inférieure et supérieure.....	79
Figure IV.24 : Pression à la sortie.....	79
Figure IV.25: Choix d'ordre des équations et l'algorithme.....	80
Figure IV.26: Initialisation du calcul.....	80
Figure IV.27 : Choix des critères de convergence.....	81
Figure IV.28 : Choix du nombre des itérations.....	82
Figure IV.29 : La convergence de la solution.....	82

Chapitre V

<i>Figure V-1' - La géométrie étudiée</i>	83
Figure V. a- rugosité rectangulaire.....	83
Figure V. b- rugosité triangulaire.....	83
Figure V. c- rugosité circulaire.....	84
Figure V-1''-comparaison des résultats.....	86
Figure V-1-les lignes de courant (type 01 sans rugosité).....	87
Figure V-2-les lignes de courant (type 02 rugosités rectangulaires).....	87
Figure V-3-les lignes de courant (type 03 rugosités triangulaires).....	88
Figure V-4-les lignes de courant (type 04 rugosités circulaires).....	88
Figure V-6- Lignes de courant : zone A.....	88
Figure V-7- Lignes de courant : zone C.....	88
Figure V-8- Lignes de courant : zone E.....	89
Figure V-9-Le vecteur de vitesse V (sans rugosité).....	89
Figure V-10-Le vecteur de vitesse V (rugosités rectangulaires).....	89
Figure V-11-Le vecteur de vitesse V (rugosités triangulaires).....	90
Figure V-12-Le vecteur de vitesse V (rugosités circulaires).....	90
Figure V-13-Composante de la vitesse longitudinale u (sans rugosité).....	91
Figure V-14-Composante de la vitesse longitudinale u (rugosités rectangulaires).....	91
Figure V-15-Composante de la vitesse longitudinale u (rugosités triangulaires).....	91
Figure V-16-Composante de la vitesse longitudinale u (rugosités circulaires).....	91
Figure V 17-Le vecteur de vitesse v (sans rugosité).....	92
Figure V 18-Le vecteur de vitesse u (rugosités rectangulaires).....	92
Figure V 19 -Le vecteur de vitesse v (rugosités triangulaires).....	93
Figure V 20-Le vecteur de vitesse v (rugosités circulaires).....	93
Figure V- 21-le chant de température (sans rugosité).....	94
Figure V -22-le chant de température (rugosités rectangulaires).....	94

Figure V -23-le chant de température (rugosités triangulaires).....	94
Figure V -24-le chant de température (rugosités circulaires).....	94
Figure V -25-les lignes de k (sans rugosités)	95
Figure V- 26-les lignes de k (rugosités rectangulaires)	95
Figure V- 27-les lignes de k (rugosités triangulaires).....	95
Figure V -28-les lignes de k (rugosités circulaires).....	95
Figure V- 29-les lignes de epsilon (sans rugosités).....	96
Figure V -30-les lignes de epsilon (rugosités rectangulaires)	96
Figure V -31-les lignes de epsilon (rugosités triangulaires).....	97
Figure V -32-les lignes de epsilon (rugosités circulaires).....	97
Figure V -33-profile de vitesse $x=0.15m$	98
Figure V -34-profile de vitesse $x=0.223m$	98
Figure V -35-profile de vitesse $x=0.299m$	99
Figure V -36-profile de vitesse $x=0.375m$	99
Figure V -37-profile de vitesse $x=0.467m$	99
Figure V -38-profile de température $x=0.15m$	101
Figure V -39-profile de température $x=0.223m$	101
Figure V -40-profile de température $x=0.299m$	101
Figure V -41-profile de température $x=0.375m$	101
Figure V -42-profile de température $x=0.467m$	102

Liste des tableaux

Liste des tableaux

Tableau I.1- différents traitements de surface	09
Tableau I.2 - Le coefficient d'absorption α et le coefficient d'émission ε pour les supports les plus utilisés comme absorbeur	10
Tableau I.3 - « transmissivité de divers types de couvertures dans les gammes du visible et de l'infrarouge ».....	12
Tableau I.4 - conductivité thermique de quelque matériau.....	15

Résumé

المخلص

واحدة من المشاكل الرئيسية باستخدام الطاقة الشمسية هو انخفاض التبادل الحراري مع الهواء موجهها في الوريد للدينامية اللواقط الشمسية. من جهة اخرى. إدخال حواجز (العقبات) مرتبة في صفوف في القنوات من هذه النظم يقوم بشكل كبير على تحسين نقل الحرارة.

في هذا العمل، نحن اضفنا خشونة في مستوى العازل لزيادة سطح تبادل ومنح بالتالي مسار الجسيمات السوائل مهمة جدا لالتقاط الطاقة القصوى. قدمنا دراسة عديدة باستخدام رمز حساب "فلوينت" لدراسة السلوك الديناميكي والحراري للتدفق الهواء في مختلف اللواقط الشمسية المستوية (اللواقط الشمسية المستوية مع حواجز بدون خشونة، مع خشونة شكل مستطيل مع خشونة شكل مثلث ، مع خشونة شكل دائري).

مفتاح الكلمات: اللواقط الشمسية المستوية ، خشونة ، وأسلوب محدود الحجم.

Résumé

Un des problèmes essentiels de l'utilisation de l'énergie solaire est les faibles échanges thermiques réalisés avec l'air dans la veine dynamique du capteur solaire. Par contre l'introduction de chicane (obstacles) disposées en rangées dans les conduits de ces systèmes améliore nettement les transferts thermiques.

Dans ce travail, nous avons ajouté des rugosités au niveau de l'isolant permettant d'augmenter la surface d'échange et par voie de conséquence donner aux particules fluide une trajectoire très importante pour capter le maximum d'énergie. On fait une étude numérique à l'aide de code de calcul « Fluent » pour étudier le comportement dynamique et thermique de l'écoulement d'air dans ces différents capteurs solaire plan (capteur solaire plan muni des chicanes sans rugosité, avec rugosité rectangulaire, avec rugosité triangulaire, avec rugosité circulaire).

Mot clés : capteur solaire plan, rugosité, méthode des volumes finis.

Abstract

One key problem of using solar energy is low heat exchange with the air directed into the vein of the solar dynamic. For against the introduction of baffle (obstacles) arranged in rows in the ducts of these systems greatly improves heat transfer.

In this work, we added roughness level of insulation to increase the exchange surface and consequently give a fluid particle trajectory very important to capture the maximum energy. We made a numerical study using the calculation code "Fluent" to study the dynamic and thermal behavior of the airflow in these planar solar collectors (solar plane with baffles without roughness, roughness with rectangular with triangular roughness, with roughness circular).

Key words: solar plan, roughness wall, finite volume method.

Sommaire

Introduction générale.

Chapitre I : généralité sur le rayonnement solaire et les capteurs solaires plans

I-1 Introduction	01
I-2 Aperçu sur la ressource de l'énergie solaire	01
I-3 Généralités sur le soleil	02
I-3-1 Présentation	02
I-3-2 carte d'identité du soleil	02
I-3-3 Constitution du soleil	03
I-4 Rayonnement solaire	04
I-4-1 Composante du rayonnement solaire	04
I-4-2 Le rayonnement solaire au sol	05
I-5 Description des capteurs solaires plans à air	06
I-5-1 Introduction	06
I-5-2 Caractéristiques techniques des capteurs solaires plans	07
I-5-2-1 Principe	07
I-5-3 Caractéristiques techniques des différents composants	07
I-5-3-1 L'absorbeur	08
I-5-3-2 La couverture transparente	11
I-5-3-3 L'isolant	13
I-5-3-4 Le fluide caloporteur	16
I-5-4 Différents types des capteurs solaires plans à air	17
I-5-4-1 Capteurs à absorbeur plan	17
I-5-4-2 Capteurs à absorbeur perméable	18
I-5-4-3 Capteurs à absorbeur à géométrie variable	19
I-5-5 Les avantages et inconvénients des capteurs plans vitrés et non vitrés	19
I-5-5-1 Les capteurs plans vitrés	19
I-5-5-2 Les capteurs plans non vitré	20
I-5-6 Performance est exposition	20
I-5-7 Applications des capteurs solaires plans à air	21
I-5-7-1 Chauffages et climatisation des habitations	21
I-5-7- Le séchage	21

Chapitre II : Analyse Bibliographie

Introduction	23
II.2 Amélioration des Performances des Capteurs Solaires Plans à Air	23
II.3 Minimisation des pertes thermiques	26
II.4 L'Influence de la Configuration de l'Absorbeur sur les Performances Thermiques d'un Capteur Solaire à Air	27
II.5 Amélioration des performances du capteur	29
II.5-1 capteur doté de chicanes	29

II.5-2 capteur à rugosité artificielle.....	32
II.5-3 capteur solaire à doubles passes sans et avec un milieu poreux.....	35
II.5-4 Capteur utilisant un lit sous forme de treillis métallique.....	36
Conclusion.....	37

Chapitre III : Bilans thermiques pour les capteurs solaires plans

III-1 bilan thermique d'un capteur solaire plan	38
III-1.1 Principe.....	38
III-1.2 Bilan thermique global de la paroi absorbante	38
III-1.3 Expression du coefficient global de pertes	40
III-1.4 Bilan thermique de la couverture transparente	46
III-1.5 Calcul du rendement d'un capteur	46
III-1.5.1 Profil transversal de température	46
III-1.5.2 Profil de température dans le sens de l'écoulement du fluide.....	48
III-1.5.3 Calcul du rendement global	50
III-1.5.4 Température moyenne de l'absorbeur	51
III-2 Quelle que travaux sur les capteurs solaire plan à air	51
III-2-1 Modélisation des Pertes Thermiques dans un Capteur Solaire à Air à deux Passes.....	51
III-2-1-1 analyse thermique d'un capteur solaire a deux passes.....	51

Chapitre IV : présentation de la méthode des volumes finis

IV.1 présentation de la méthode des volumes finis.....	53
IV.1.1 introduction.....	53
IV.1.2 principe.....	53
IV.1.3 Avantages de la méthode des volumes finis	54
IV.1.4 Notion de maillage	54
IV.1.5 Nœuds et éléments	55
IV.1.6 Géométrie et topologie.....	56
IV.1.7 Connectivité	56
IV.2 Discrétisation de l'équation de la quantité de mouvement.....	58
IV.3 Discrétisation de l'équation d'énergie	60
IV.4 Principe de SIMPLE.....	61
IV.5 Couplage vitesse –pression	62
IV.6 L'algorithme SIMPLE	63
IV .7 Présentation du logiciel FLUENT	64
IV .7 .1 Introduction	64
IV .8 Présentation de Gambit.....	64

IV .8.1 Démarrage de Gambit.....	64
IV .8.2 Construction de la géométrie.....	65
IV .8.3 Maillage.....	71
IV .8.3.1 Maillage structuré (quadra/hexa).....	71
IV .8.3.2 Maillage non structuré (tri/tétra.).....	71
IV .8.3.3 Maillage hybride.....	72
IV .8.4 Définition des frontières.....	72
IV .8.5 Exportation du maillage	73
IV .9 Présentation de Fluent.....	73
IV .9.1 Importation de la géométrie.....	73
IV .9.2 Vérification du maillage importé.....	74
IV .9.3 Vérification de l'échelle.....	74
IV .9.4 Choix du solveur.....	75
IV .9.5 L'équation de l'énergie.....	75
IV .9.6 Choix du modèle de turbulence.....	76
IV .9.7 Définition des caractéristiques du fluide.....	77
IV .9.8 Operating conditions.....	77
IV .9.9 Conditions aux limites	78
IV .9.10 Choix d'ordre des équations et l'algorithme.....	80
IV .9.11 Initialization.....	80
IV .9.12 Choix des critères de convergence.....	81
IV .9.13 Lancement du calcul.....	82

Chapitre V: Résultats et Interprétations

V.1 problématique	83
V.2 Description de la géométrie.....	84
V.3 Le système d'équation	84
V.3.1 Conservation de la masse	84
V.3.2 Conservation de la quantité de mouvement	85
V.3.2.1 Conservation de la quantité de mouvement suivant la direction axiale	85
V.3.2.2 Conservation de la quantité de mouvement suivant la direction radiale....	85
V.3.3 Conservation d'énergie.....	85
V.3.3.1 Conservation d'énergie dans le fluide.....	85
V.3.3.2 Conservation d'énergie dans la paroi.....	85

V.3.4 Energie cinétique turbulence k	85
V.3.5 Energie de dissipation ϵ	85
V.4 Les conditions aux limites.....	86
V.5 Validation des résultats.....	86
V.6. Discussions et interprétations.....	87
V.6.1 les lignes de courant.....	87
V.6.2 le vecteur de vitesse V	89
V.6.3 la Composante de la vitesse longitudinale u	91
V.6.4 la Composante de la vitesse transversale v	92
V.6.5 Champs des températures.....	93
V.6.6 Energie cinétique turbulente k	95
V.6.7 Taux de dissipation ϵ	96
V.6.8 Les profils de la vitesse.....	97
V.6.9 Les profils de température.....	100

Conclusion générale.

Introduction générale

Introduction générale

L'énergie a toujours constitué un enjeu vital pour l'homme et les sociétés humaines. Les comportements humains sont fortement induits par sa disponibilité ou sa non-disponibilité, son abondance ou sa pénurie. De ces comportements vont découler de nouveaux enjeux, en particulier pour l'environnement et les équilibres socio-économiques. La prise de conscience de l'importance de ces enjeux (réchauffement climatique, épuisement des ressources, augmentation des coûts de la santé, ...) devrait, nous l'espérons, permettre de tendre vers une utilisation plus rationnelle de l'énergie, une optimisation des processus énergétiques que nous mettons en œuvre tous les jours.

Les énergies renouvelables ont connu une première phase de développement à l'occasion des chocs pétroliers de 1973 et 1978, puis une période de repli après le contre-choc de 1986, avant de retrouver un second souffle en 1998 à la suite de la signature du protocole de Kyoto, protocole qui prévoit notamment une baisse de 5.2% des émissions de gaz à effet de serre des pays riches sur la période 2002-2012 par rapport à 1990.

Parmi les énergies renouvelables, nous citons l'énergie solaire, une énergie exploitée depuis les millénaires. Les techniques d'exploitation de cette ressource ont vu ces dernières années une mutation remarquable faisant intervenir une technologie de pointe, rendant ainsi les coûts d'exploitation de plus en plus attractifs, notamment dans la production d'énergie thermique.

En effet l'énergie thermique produite par voie solaire est une forme d'énergie très écologique sans émission de CO₂. De ce fait substitution des charbons, gaz naturel et autres réduisent sans aucun doute les effets désastreux des systèmes énergétiques classiques.

Ce travail s'intéresse à l'étude du capteur thermique solaire plan à air.

Les capteurs solaires plans à air dont la veine fluide au sein du capteur n'est équipée d'aucun type de promoteur de turbulence c'est les capteurs plans à air sans chicanes. Ce type de capteurs date depuis les premiers travaux initiés dans ce domaine.

Le rendement faible de ce type de capteurs a ramené les chercheurs à investiguer d'autres moyens afin d'améliorer les performances du capteur, d'où la naissance du deuxième type de capteur solaire plan à air munis de chicanes comme promoteurs de turbulence favorisant ainsi un meilleur transfert de chaleur entre l'absorbeur et le fluide caloporteur (l'air).

Dans ce présent mémoire, nous avons donné un autre moyen afin d'améliorer les performances du capteur. Nous avons ajoutée avec les chicanes des rugosités au niveau de l'isolant.

Une étude comparative entre un modèle des capteurs solaires sans rugosité, un modèle avec rugosité rectangulaire, un modèle avec rugosité triangulaire et un modèle avec rugosité circulaire.

Cette étude comporte les chapitres suivant :

- Dans un premier chapitre nous avons donné une généralité sur les capteurs solaires et le gisement solaire dans le monde, suivie une description des capteurs solaires plans à air.

- Lors du second chapitre sera consacré à une synthèse bibliographique sur l'amélioration des performances sur les capteurs solaires plans.

- dans le troisième chapitre, nous procéderons à l'étude théorique d'un capteur solaire plan. Nous avons donné des bilans thermiques de ce dernier et quelques travaux sur les capteurs solaires plans à air.

- Pour notre simulation numérique, nous avons utilisé le code de calcul scientifique 'FLUENT' qui simule tous les écoulements fluides, compressibles ou incompressibles, impliquant des phénomènes physiques complexes tels que la turbulence, le transfert thermique, les réactions chimiques, les écoulements multiphasiques pour toute l'industrie. Fluent est un logiciel qui résout par la méthode des volumes finis des problèmes de mécanique des fluides et de transferts thermiques. C'est pourquoi, nous avons, dans un quatrième chapitre, parlons à la méthode des volumes finis.

- Le dépouillement des résultats est fait dans le cinquième chapitre où on trace les champs de vitesses et de température pour chaque type et nous avons faite la comparaisant. Ensuite on trace le champ de l'énergie cinétique turbulente. Cela est complété par des prises de profils de vitesses et de température locale dans différents endroits de la veine fluide (en amont, en aval et au milieu de deux chicanes consécutifs). Tous les profils sont présentés en respectant la méthodologie tracée et qui est cité au paravent.

Chapitre I

Généralité sur le rayonnement solaire et les capteurs solaires plans

I -1) Introduction :

L'augmentation brutale du prix du pétrole survenue en 1973 a conduit une première fois l'homme à s'intéresser à des sources d'énergie renouvelables au premier rang desquelles l'énergie solaire. Les principales caractéristiques de l'énergie solaire ayant suscité l'intérêt qu'on lui a porté à l'époque étaient sa gratuité (nous y reviendrons), sa disponibilité sur une grande partie du globe terrestre et l'absence de risque d'épuisement connu par les sources d'énergie fossile [1].

On s'est vite aperçu que l'énergie solaire, contrairement à une idée répandue, n'est pas tout à fait gratuite : son utilisation nécessite un investissement de départ souvent plus lourd que pour les sources d'énergie conventionnelles et nombre d'installations solaires sont aujourd'hui à l'arrêt faute d'avoir prévu un budget pour la maintenance des équipements.

Toutefois, sans être totalement gratuite, l'énergie solaire présente des coûts de fonctionnement réduits et offre dans certains cas une alternative économiquement rentable par rapport aux sources d'énergie conventionnelles.

Le développement de l'utilisation de l'énergie solaire sera lié non seulement à ses avantages économiques (qui grandiront au fur et à mesure que les réserves d'énergie fossile diminueront) mais surtout à des considérations liées à la protection de l'environnement : pas de rejets polluants (fumées contenant du CO₂ et des NO_x par les centrales thermiques), pas de danger radioactif et de déchets encombrants (centrales nucléaires), possibilité de limitation de l'emploi des CFC (production de froid solaire par adsorption).

I -2) Aperçu sur la ressource de l'énergie solaire :

Le soleil est une sphère gazeuse composée presque totalement d'hydrogène. Son diamètre est de 1 391 000 km (100 fois celui de la Terre), sa masse est de l'ordre de $2 \cdot 10^{27}$ tonnes.

Toute l'énergie du Soleil provient de réactions thermo-nucléaires qui s'y produisent. Elles transforment à chaque seconde $564 \cdot 10^6$ tonnes d'hydrogène en $560 \cdot 10^6$ tonnes d'Hélium, la différence de 4 millions de tonnes est dissipée sous forme d'énergie ($E = mc^2$), ce qui représente une énergie totale de $36 \cdot 10^{22}$ kW. La Terre étant à une distance de $150 \cdot 10^6$ km du Soleil, elle reçoit une énergie de $1,8 \cdot 10^{17}$ W [2].

La valeur du flux de rayonnement solaire E reçu par une surface perpendiculaire aux rayons solaires placée à la limite supérieure de l'atmosphère terrestre (soit à environ 80 km d'altitude) varie au cours de l'année avec la distance Terre/Soleil. Sa valeur moyenne E_0 est appelée la constante solaire, elle vaut $E_0 = 1353 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$. En

première approximation, on peut calculer la valeur de E en fonction du numéro du jour de l'année j par :

$$E = E_0 [1 + 0.033 \cos(0.984j)] \quad (I.1)$$

On trouvera sur la figure I-1la répartition spectrale du rayonnement solaire hors atmosphère.

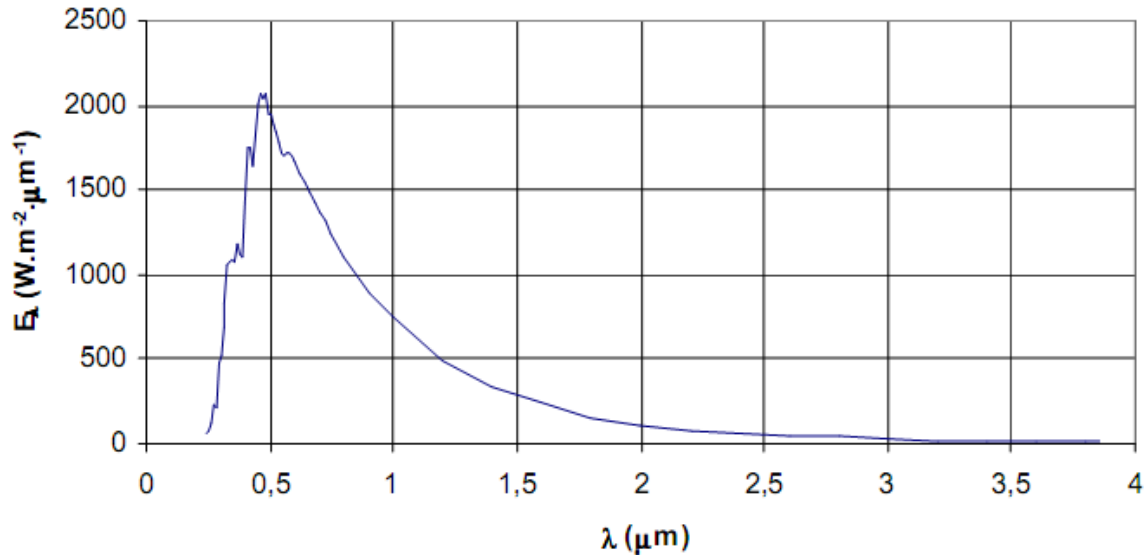


Figure I-1- répartition spectrale du rayonnement solaire hors atmosphère [3].

On notera que 98% du rayonnement solaire est émis dans des longueurs d'onde inférieures à 4 μm. En première approximation, le rayonnement solaire peut être assimilé au rayonnement d'un corps noir à une température de 5777 K.

I -3) Généralités sur le soleil :

I -3-1) Présentation :

Le soleil est situé au centre d'un système dit « système solaire » dont la terre fait partie avec d'autres planètes.

Le Soleil a une forme sphérique qui est constitué d'hydrogène (71%), d'hélium (27%), et d'autres éléments, plus lourds (2%). Au centre du Soleil, la température atteint environ 16 millions de degrés Celsius, en surface la température du soleil est d'environ 5900 K [4].

I -3-2) carte d'identité du soleil :

L'étude astrophysique du soleil conduit aux valeurs suivantes [5] :

- Masse : 2.10^3 kg, soit 333432 fois celle de la terre.

- Rayon : 7.10^8 m, soit 109 fois celui de la terre.
- Densité du soleil: 1400 kg/m^3
- Age de soleil: $4,7.10^9$ années.
- Puissance rayonnée par le soleil : 4.10^{23} kw.
- Distance moyenne (d) à la terre : $149,6.10^9$ m, il faut de plus de 8mn pour que la lumière solaire nous parvienne.

I -3-3) Constitution du soleil :

C'est une sphère non homogène dans laquelle on peut distinguer 3 zones principales : l'intérieur, la photosphère, la chromosphère et couronne solaire [6] .

A-l'intérieur :

C'est la source d'énergie du soleil, il est composé de 2/3 d'hydrogène et 1/3 d'hélium. La température atteint de l'astre 15.10^6 °K.

B- la photosphère :

C'est la couche gazeuse qui enveloppe le soleil .elle est responsable de presque la totalité du rayonnement que la terre reçoit.

Elle est mince d'environ 300km, et de pression de 10^{-2} atmosphère et une densité de 10^{-8}g/cm^3 .

C-Chromosphère :

Elle surmonte la photosphère .c'est une couche gazeuse qu'on assimile à l'atmosphère solaire dont épaisseur ne dépasse pas 800km et sa température est de 10^4 k.

D- La couronne :

C'est une auréole blanche irrégulière sans limite définies, son épaisseur est de l'ordre de 3.10^6 km.

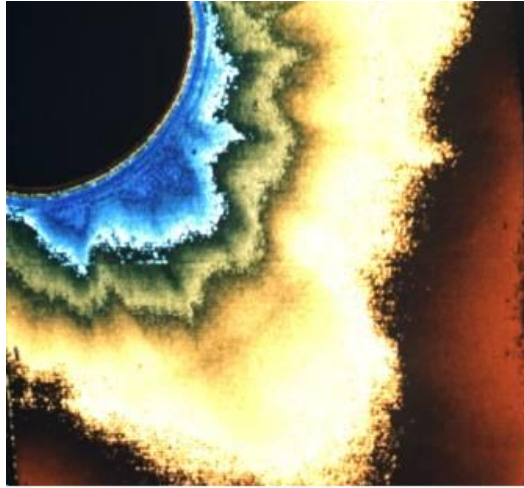


Figure. I.2 - Densité de la couronne solaire [7]

I -4) Rayonnement solaire :

Le rayonnement Solaire est une énergie produite par le Soleil à la suite de réactions de fusion thermonucléaire qui dégage une très grande quantité d'énergie, source de la plupart des énergies disponibles sur Terre et exploitable pour la production d'électricité [8].

L'énergie solaire se propage dans l'espace sous la forme de « grains », ou quanta d'énergie, les photons ; elle est sans cesse renouvelée.

I -4-1) Composante du rayonnement solaire :

Le rayonnement qui nous parvient du soleil est émis par sa surface extérieure dont la température est d'environ 6000 °K. A une telle température, 40% de l'énergie est émise dans le domaine visible (gamme de longueur d'onde allant de 0,3 μm (violet - bleu) à 0,7 μm (rouge). La décomposition du rayonnement solaire peut être réalisée en projetant un faisceau lumineux sur un prisme de verre ou sur un réseau de diffraction. Tout un éventail de couleurs apparaît, du bleu au rouge en passant par le vert et le jaune [9].

Chacune de ces couleurs est associée à un rayonnement d'une certaine longueur d'onde. William Herschell (Vers 1800) qui étudiait le rayonnement solaire, avait placé un thermomètre derrière un tel prisme. Il s'aperçut qu'il indiquait une élévation de température (et donc qu'il recevait de l'énergie) non seulement dans le domaine visible mais également dans la région au- delà du rouge. Ce fut la découverte du rayonnement infrarouge qui représente 50% du rayonnement émis par le soleil. Les 10% restant du rayonnement solaire total sont émis à l'opposé du domaine visible, à des longueurs d'onde plus petites que celles du violet (l'ultra violet).

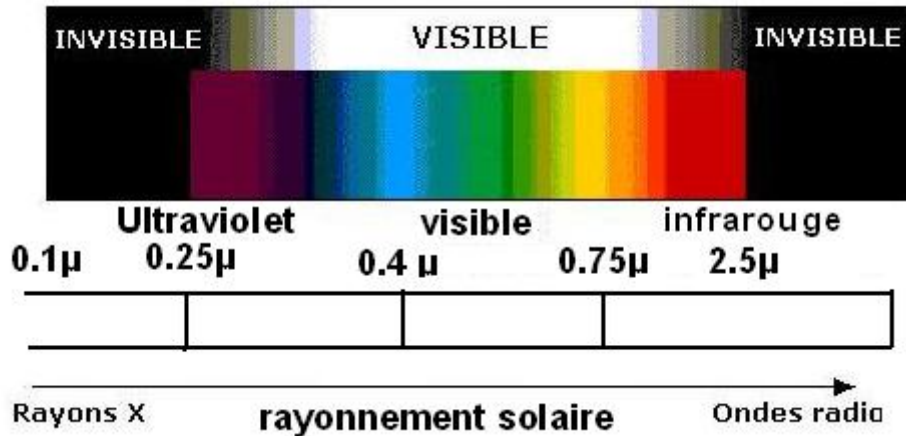


Figure. I.3-la longueur d'onde de rayonnement solaire [10]

I -4-2) Le rayonnement solaire au sol :

La variation de rayonnement solaire au sol en fonction de trois paramètres essentiels :

a : L'intensité de l'énergie solaire réellement disponible à la surface de la Terre est inférieure à la constante solaire en raison de l'absorption et de la dispersion de cette énergie, due à l'interaction des photons avec l'atmosphère, les nuages ou encore les fumées produites par la pollution (CO_2 , le méthane CH_4 et le peroxyde d'azote N_2O).

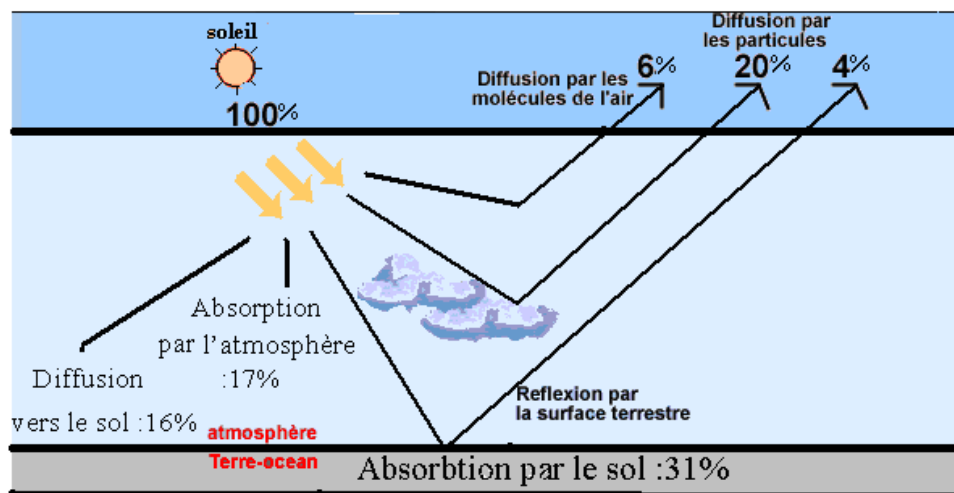


Figure. I.4- Bilan du rayonnement solaire arrivé au sol [11]

b : L'intensité de l'énergie solaire disponible varie en fonction de la situation géographique du site de captation. En Algérie, plus on est au Sud plus on profite d'une irradiation importante du soleil. Au Nord, moins l'irradiation solaire est importante, mais plus les besoins de chaleur sont importants : saison de chauffe plus longue, température extérieure plus basse, température de l'eau plus basse.

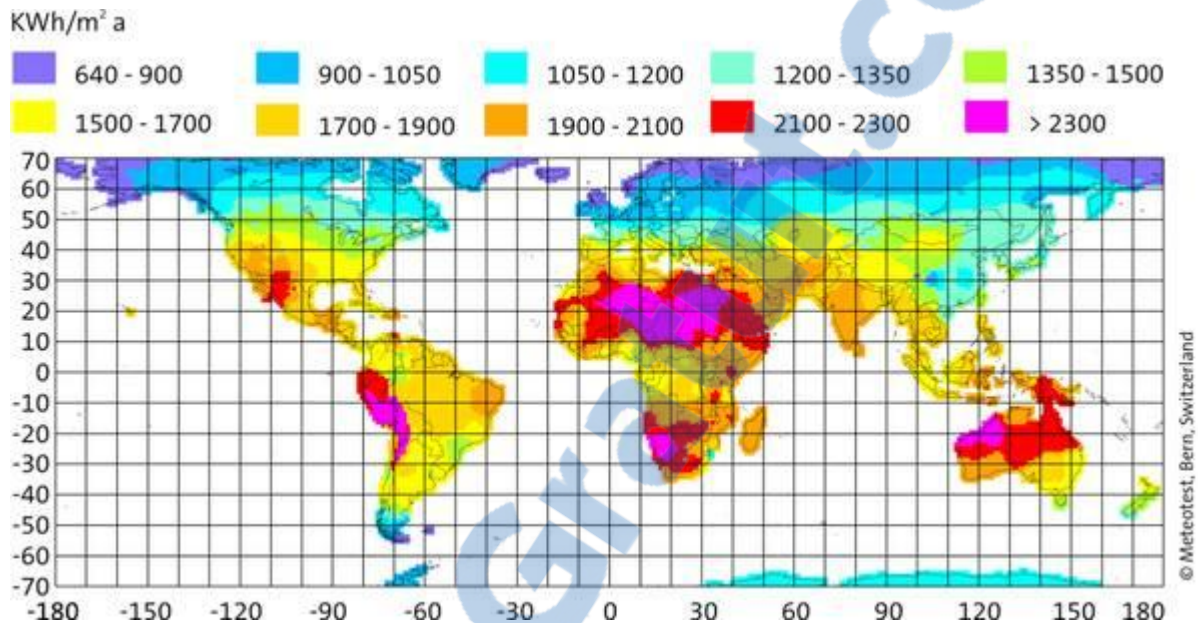


Figure. I.5- Rayonnement solaire annuel dans le monde (KWh/m².an) [12]

c : La puissance solaire disponible en tout point de la Terre dépend également du jour, de l'heure et de la latitude du point de réception. De plus, la quantité d'énergie solaire captée est fonction de l'orientation du récepteur, pour cela il faut faire une étude astronomique.

I-5) Description des capteurs solaires plans à air :

I-5-1) Introduction :

L'énergie émise par le soleil voyage jusqu'à la Terre sous forme de rayonnement électromagnétique.

Ce rayonnement est semblable aux ondes radioélectriques mais il possède une gamme de fréquence différente.

L'intérêt du solaire est sensiblement le même sur tout le territoire. L'ensoleillement est plus fort dans le Sud, mais dans le Nord, les besoins en chauffage sont plus importants et plus étalés sur l'année.

L'énergie peut être récupérée par des capteurs solaires thermiques ou photovoltaïques.

Le flux solaire peut être directement converti en chaleur par l'intermédiaire de capteurs solaires thermiques.

Cette technique est applicable au chauffage des habitations, des piscines, à la production d'eau chaude sanitaire, ou encore au séchage des récoltes (fourrage, céréales, fruits).

I -5-2) Caractéristiques techniques des capteurs solaires plans :

I -5-2-1) Principe :

Le rôle d'un capteur solaire thermique est de transformer le rayonnement solaire qu'il reçoit en énergie calorifique utilisable, le plus souvent par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur (eau, air, ...).

Le schéma de principe d'un capteur solaire plan est donné sur la figure I.6.

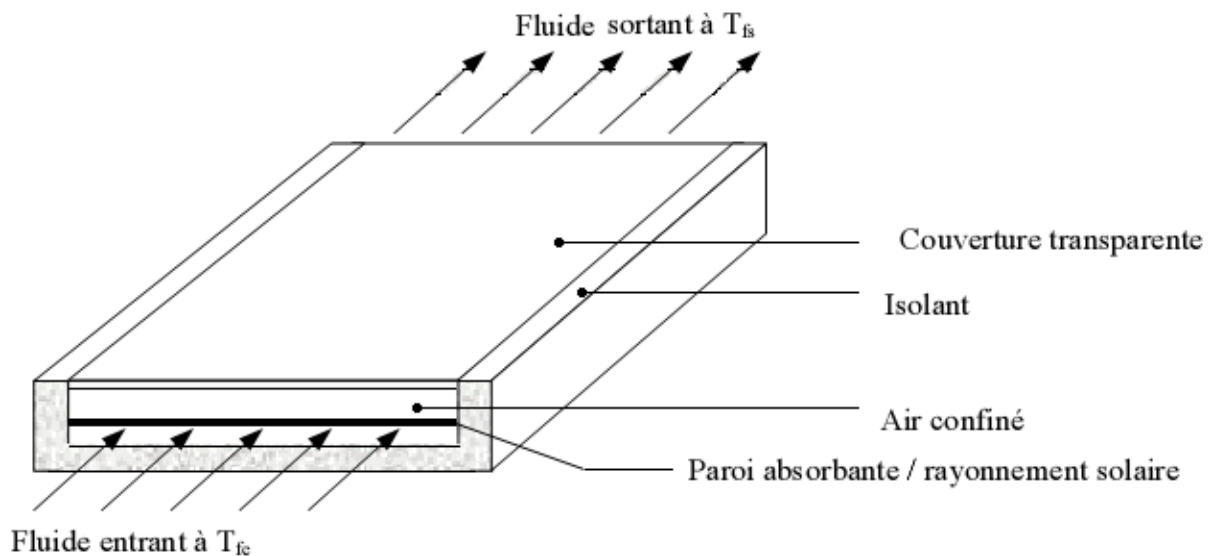


Figure I.6- Schéma de principe d'un capteur solaire plan [13]

La paroi absorbante s'échauffe sous l'effet de l'absorption du rayonnement solaire incident. Le fluide qui circule sous cette paroi récupère par convection une partie de cette énergie absorbée et subit une élévation de température $T_{fs} - T_{fe}$ à la traversée du capteur.

I -5-3) Caractéristiques techniques des différents composants :

Le capteur solaire plan se compose essentiellement des éléments suivants :

- une plaque opaque qui absorbe le rayonnement solaire et transmette au fluide caloporteur.

- une isolation thermique arrière est latérale.
- une couverture transparente généralement en verre a simple ou a double qui assure l'effet de serre et évite le refroidissement de l'absorbeur en protégeant de vent.

I -5-3-1) L'absorbeur

Deux fonctions incombent à l'absorbeur [14] :

1. absorber la plus grande partie du rayonnement solaire possible
2. transmettre la chaleur produite vers le fluide caloporteur avec un minimum de pertes.

De plus, il devra être le plus léger possible afin de limiter l'inertie de mise en régime et construit avec un bon matériau conducteur.

Les absorbeurs sont généralement réalisés avec des feuilles minces de métaux présentant une bonne conductibilité et une bonne tenue mécanique. C'est pourquoi, la plupart du temps, les absorbeurs sont réalisés au moyen d'un support en cuivre de 0,2 mm et sont recouverts par un traitement de surface.

L'absorbeur en général est disposé de 25 mm à 30 mm d'isolant.

Le rôle de l'absorbeur est de capter au maximum le rayonnement et d'en réémettre le moins possible.

Ces types de surfaces absorbant au maximum et réémettant au minimum ont été nommées surfaces « sélectives ».

La sélectivité de l'absorbeur est très importante; elle est améliorée au moyen de traitements de surface qui ajoutent au support des caractéristiques telles que le rayonnement solaire est très bien absorbé et que le rayonnement infrarouge émis (dû à l'échauffement) est limité.

Deux coefficients déterminent les caractéristiques de ces absorbeurs :

- ✓ α : coefficient d'absorption (0 à 1, optimum : 1)
- ✓ ε : coefficient d'émission (0 à 1, optimum : 0)

Un tel traitement de surface peut être obtenu par des procédés électrochimiques ou électrophysiques de nombreux progrès ont été réalisés dans ce domaine les plus importants, classés par ordre d'apparition, seront présentés et comparés par rapport à la peinture noire.

- **Les différents revêtements possibles :**

a. la peinture noire: la peinture mate noire du commerce permet d'obtenir un coefficient d'absorption α compris entre 0,9 et 0,95. Mais le degré d'émission ϵ lui est très élevé (0,85) [15].

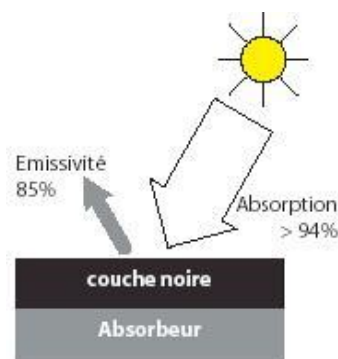


Figure I.7- peinture noire sur absorbeur [16]

b. Oxyde de chrome: le revêtement en "black chrome" (couleur noire) est composé d'oxyde de chrome déposé sur une sous-couche de nickel, le tout formant une couche extrêmement fine sur un support métallique son coefficient d'absorption α est de 0,95 et son coefficient d'émission ϵ de 0,12 à 0,18.

c. Traitement sous vide : ce revêtement sélectif a été mis au point en 1995 et est facilement reconnaissable de par sa couleur bleu marine, ce procédé consiste à déposer différents métaux (titane, ...) sur la surface absorbante en présence du vide. Le coefficient d'absorption α obtenu est supérieur à 0,95 et le coefficient d'émission ϵ , inférieur à 0,05.

Revêtement	Absorption : α	Emission : ϵ
Peinture noire	0,9 – 0,95	> 0,85
Black chrome	0,95	0,12 à 0,18
Dépôt sous vide	> 0,95	< 0,05

Tableau I.1- différents traitements de surface [17]

Actuellement le procédé de revêtement sous vide a pris une grande place sur le marché grâce :

- ✓ à ses performances.
- ✓ à sa faible consommation en énergie lors de la fabrication (1kWh par m² d'absorbeur, c'est à dire moins de 10% de l'énergie nécessaire pour les autres revêtements)
- ✓ à son respect au niveau écologique (pas de dégagements de gaz ou solides, pas de pollution de l'eau).

On donne un tableau pour les valeurs de α et ε pour les matériaux absorbeur les plus utilisés dans les capteurs solaires plan:

Support et traitement	α	ε
Acier nickel noir sur nickel	0,95	0,07
Acier et chrome noir sur nickel	0,95	0,09
Acier et chrome noir	0,91	0,07
Cuivre et chrome noir	0,95	0,14
Acier galvanisé et chrome noir	0,95	0,16
Cuivre e cuivre noir	0,88	0,15
Acier et oxyde de fer	0,85	0,08
Aluminium et oxyde de manganèse	0,70	0,08
Acier et couche organique sur chrome noir	0,94	0,20
Peinture noir époxy	0,95	0,18
Peinture blanche époxy	0,25	0,91

Tableau I.2 - Le coefficient d'absorption α et le coefficient d'émission ε pour les supports les plus utilisés comme absorbeur [18]

I-5-3-2) La couverture transparente

La couverture a une fonction de protection de l'absorbeur, mais elle joue aussi un rôle important dans le bilan thermique en réduisant les pertes de chaleur. Habituellement, on utilisera le verre comme couverture transparente [18].

Un tel dispositif représente donc un véritable piège au rayonnement solaire, qui peut être amélioré en munissant le capteur d'une double couverture.

Comme couvertures transparentes utilisées dans la conception des capteurs solaire plans, on distingue :

. *Le verre

La propriété physique intéressante du verre est qu'il permet de laisser passer le rayonnement solaire et d'arrêter le rayonnement infrarouge d'un émetteur tel que celui de l'absorbeur. La chaleur est donc bloquée entre l'absorbeur et la couverture : c'est l'effet de serre.

La couverture doit présenter une bonne résistance aux chocs, aux brusques variations de températures ainsi qu'aux températures élevées.

Une appellation « verre solaire » existe et fait l'objet d'exigences toutes particulières :

- le verre doit être trempé pour résister sans risques aux charges thermiques et mécaniques.
- il doit présenter un haut degré de transmission solaire caractérisé par une faible teneur en fer.
- il doit être doté d'une surface structurée permettant de réduire les reflets directs.

La qualité du verre est caractérisée par son rendement optique ou taux de transmission ζ qui dépend de la nature et de l'épaisseur du vitrage ainsi que de l'angle d'incidence i et de la nature du rayonnement (direct ou diffus) (valeur habituelle de ζ : 0,91).

Actuellement, un nouveau verre, dit « antireflet », équipe certains capteurs. Ce verre a un taux de transmission de l'ordre de 96% et son effet se marque davantage pour le placement de capteurs à la verticale.

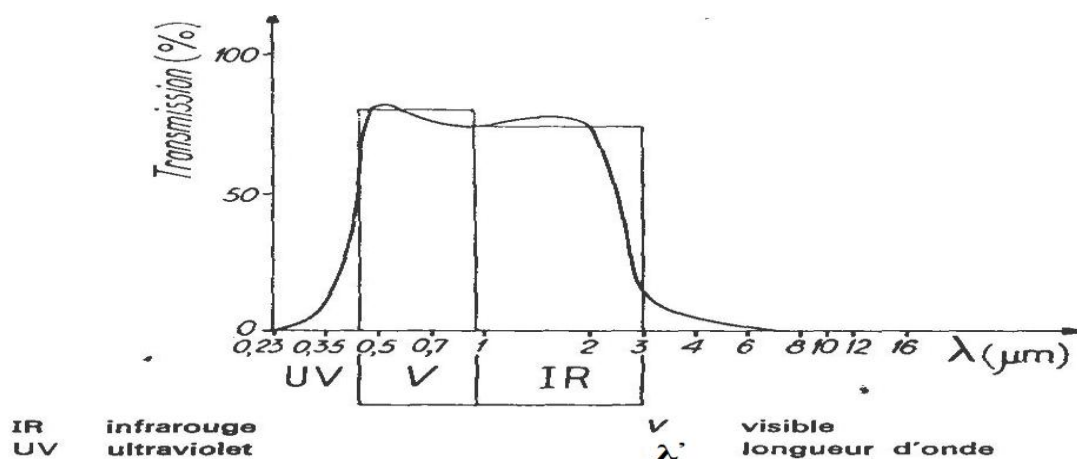


Figure I.8- Transparence du verre [20]

* **Les polycarbonates :**

sont des dérivés de matières plastique à double et à triple lame très fine, reliées entre elles par une multitude de parois pour former des cavités alvéolaires, ces dernières réduisent le mouvement de l'air incarcéré dans cet espace, et permettent de minimiser les pertes thermiques par convection vers l'avant. C'est ce genre de couvertures qu'on utilise dans notre laboratoire. Leur coefficient de transmission au rayonnement solaire, est de l'ordre de 83% sous une incidence normale à l'état neuf, qui diminue légèrement avec le temps (79% au bout de cinq ans). Il faut noter que l'effet de serre est nettement meilleur avec des couvertures transparentes en verre et en particulier avec des plaques alvéolaires à double paroi. Les polycarbonates, en comparaison avec des couvertures en verre, présentent l'avantage d'avoir une bonne résistance aux chocs thermomécanique.

Matériaux	Transmissivité à incidence normale	
	$\lambda' = 0,4-2,5 \mu m$	$\lambda' = 2,5-0,4 \mu m$
Le verre	0.83-0.91	0.00-0.03
Les plastiques en feuilles	0.76-0.92	0.02-0.06
Les plastiques en films	0.85-0.87	0.2-0.26

Tableau I.3 - « transmissivité de divers types de couvertures dans les gammes du visible et de l'infrarouge » [21]

I-5-3-3) L'isolant :

Limiter les pertes de transmission vers l'extérieur est primordial pour optimiser les performances du capteur [22].

Nombreux sont les produits isolants qui peuvent convenir pour l'isolation des capteurs, mais il faut veiller à la tenue de la température, car une coupure de circulation du fluide caloporteur peut faire monter la température intérieure du capteur à plus de 150°C.

Les isolants généralement utilisés sont la laine de verre et les mousses polyuréthanes. Leur épaisseur varie de 4 à 8 cm.

Un bon isolant doit les qualités suivantes :

- ✓ une faible conductivité thermique.
- ✓ une faible densité (pour une faible inertie thermique).
- ✓ la chaleur massique doit être basse.
- ✓ une résistance thermique dans l'intervalle des températures de service.

On distingue trois types d'isolants :

. *isolants minéraux

- La laine de verre constituée de fibres de verre très fines, commercialisée sous de nombreuses formes : en plaques, en rouleaux et enrobée dans du plâtre. Sa conductibilité varie entre $0,034 \text{ Wm}^{-1}\text{k}^{-1}$ à 0°C et $0,053 \text{ Wm}^{-1}\text{k}^{-1}$ à 200°C.
- La vermiculite connue aussi sous le nom de mica, dont la conductibilité varie de 0,12 à $0,60 \text{ Wm}^{-1}\text{k}^{-1}$ et qui se présente sous forme de granulés très légers.

*. *Isolants d'origine végétale*

- le bois bien sec, sa conductibilité varie entre 0,13 et 0,4 $\text{Wm}^{-1}\text{k}^{-1}$, ses qualités isolantes peuvent être améliorées, s'il est utilisé sous forme de fibres agglomérées ($\lambda = 0,05\text{Wm}^{-1}\text{k}^{-1}$ à $0,10 \text{ Wm}^{-1}\text{k}^{-1}$).
- la sciure de bois ($\lambda = 0,11\text{Wm}^{-1}\text{k}^{-1}$), qui a deux inconvénients: son inflammabilité et sa conductibilité qui ont tendance à augmenter avec la chaleur, ce qui la rend inadéquate pour la calorifugation.

*. *Isolants organiques*

- les matières plastiques, sont de mauvaises conductrices de la chaleur. Leurs propriétés isolantes peuvent être améliorées en insufflant un gaz durant l'étape de solidification, ce qui leur donne la consistance d'une mousse, telle que les mousses phénoliques ($\lambda = 0,44\text{Wm}^{-1}\text{k}^{-1}$) et la mousse de chlorure de polyvinyle ($\lambda = 0,033\text{Wm}^{-1}\text{k}^{-1}$).
- La mousse de polyuréthane existe sous deux aspects :

- haute densité ($d = 0,6$) suffisamment rigide pour servir à la fabrication

Des caissons de capteurs, tout en constituant un bon isolant ($\lambda = 0,08\text{Wm}^{-1}\text{k}^{-1}$).

- Basse densité ($d = 0,03$) qui est plus fragile, mais meilleure, pour l'isolation ($\lambda = 0,025\text{Wm}^{-1}\text{k}^{-1}$). Il convient de recouvrir ce type de matériau d'un isolant plus résistant à la chaleur si la température dépasse la valeur de 90°C .

- Le polystyrène est très léger, fragile, de couleur blanche, utilisé généralement pour l'emballage. Ses propriétés isolantes sont légèrement moins bonnes que le polyuréthane, sa conductibilité thermique est de l'ordre de $0,04\text{Wm}^{-1}\text{k}^{-1}$, mais il est nettement moins cher et il se sublime

à partir de 90°C.

Désignation	λ (w/m °K)	ρ (Kg/m ³)	Température maxi d'utilisation	Observation
Laine de verre	0.034à0.053	70	150	Sensible à l'humidité
Mousse de verre	0.057	123	150	Sensible à l'humidité
bois	0.13à0.4	123	150	
Liège exposé	0.045	100		
polystyrène	0.042	15	85	Moulé comprimé
polyuréthane	0.035	35	85	Moulé comprimé

Tableau I.4 - conductivité thermique de quelque matériau [23].

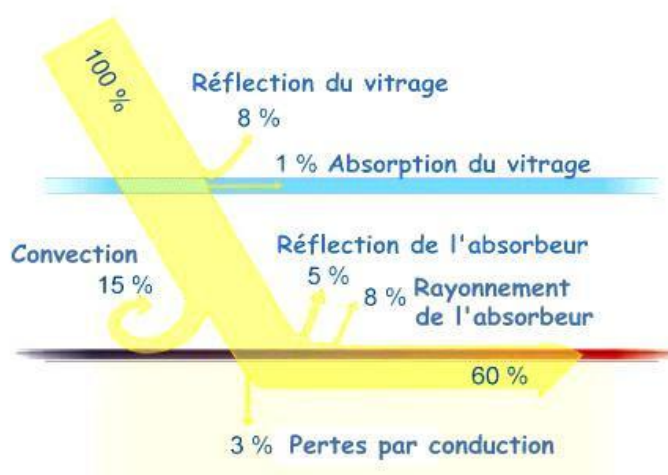


Figure I.9- Schéma des différentes pertes [24]

La figure présente de manière schématique les différentes pertes générées par les constituants du capteur solaire plan.

On remarque aisément que sur une base de 100 % à la surface du vitrage du capteur, seulement 60 % du rayonnement arrivent directement à l'absorbeur.

Quant aux 40 % restants ils ne sont pas complètement perdus mais ils vont jouer un rôle par l'intermédiaire de l'effet de serre.

I-5-3-4) Le fluide caloporteur :

Le fluide caloporteur est utilisé dans le circuit primaire de capteur solaire a pour rôle de véhiculer le chaleur cédée par l'absorbeur, différents fluides peuvent être utilisée mais doit satisfaire a des certains conditions :

- 1-Grande capacité calorifique.
- 2-Faible viscosité.
- 3-Coefficient de transfert thermique élevé.
- 4-Haute point de d'ébullition est bas point de congélation.
- 5-Degré d'agressivité faible devant les matériaux constituant le capteur.

Les fluides caloporteurs plus utilisée sont :

*** *l'air***

L'air comme agent de transport de calories a un grand avantage par son abondance et sa gratuité, est par l'absence des problèmes de gel et de corrosion ce qui donne au capteur une grande durée de vie est moins de travaux d'entretien.

Mais pour transporter une quantité raisonnable d'énergie il faut utiliser des volumes d'air très importants.

. *l'eau

Un excellent fluide caloporteur pour sa chaleur massique mais le risque de gel pendant les nuits d'hiver et le risque d'ébullition en cas haute température pose des problèmes.

La naissance des couches de tartre dans les canalisations au fil de temps diminue la quantité de chaleur échangées.

***. les gílotherms**

Des liquides organiques a base de polyphényles hydrogénés ou d'hydrocarbures linéaires traites pour ne pas pressentes les mêmes défauts que l'eau, leur chaleur massique est 0,5Kcal/Kg.K.

Ces hydrocarbures se détériorent en présence des traces d'eau ou d'air et combustibles à haute température.

En utilise dans les applications de l'énergie solaire :

I-5-4) Différents types des capteurs solaires plans à air :

Les types de capteurs solaires sont très divers même si leur composition reste approximativement le même [25].

On distingue trois grandes catégories de capteurs plans à air :

- 1- capteurs à absorbeur plan.
- 2- capteurs à absorbeur perméable.
- 3- capteurs à absorbeur à géométrie variable.

I-5-4-1) Capteurs à absorbeur plan :

L'absorbeur est une plaque en tôle plane, leur variété réside dans le nombre des veines d'écoulement d'air.

On distingue quatre types des capteurs selon leurs modes d'écoulement :

- Type 1 avec écoulement d'air au-dessus de l'absorbeur.
- Type 2 avec écoulement en dessous l'absorbeur.

•Type 3 avec l'écoulement des deux côtés de l'absorbeur de même sens.

•Type 4 avec l'écoulement des deux côtés de l'absorbeur au sens contraire.

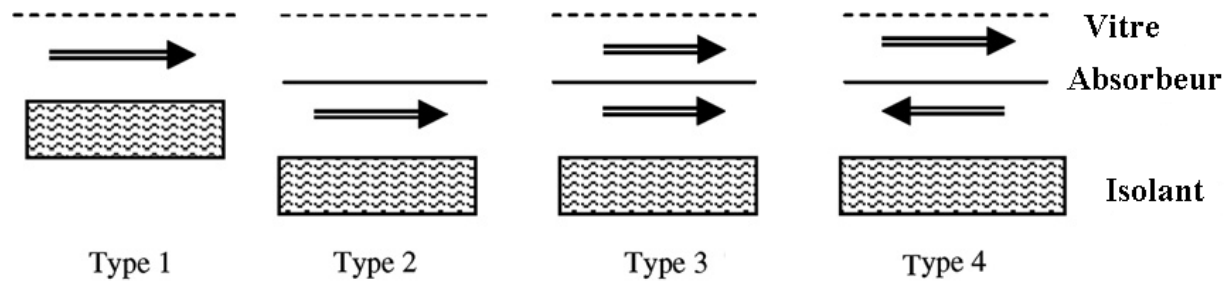


Figure I.10- Les types génériques principaux d'écoulements [26]

I-5-4-2) Capteurs à absorbeur perméable :

L'amélioration du rapport surface d'échange sur projection de la surface d'absorbeur consiste à utiliser un absorbeur poreux.

On peut utiliser à cet effet du tissu noir, de la fibre de verre noircie, des écrans rainurés et étirés, de la laine d'acier ou des assemblages de lamelles.

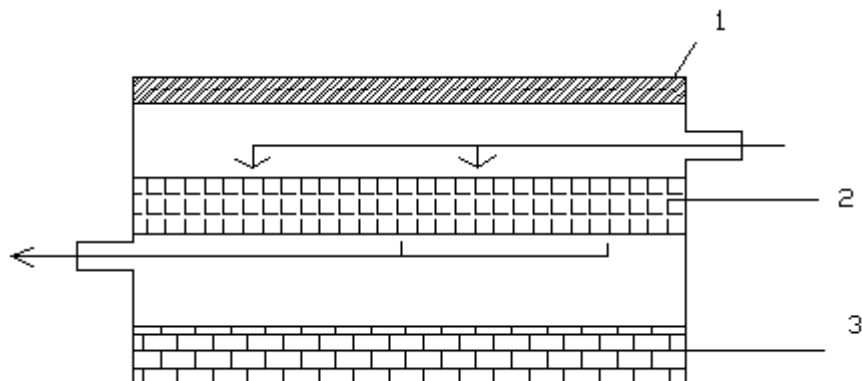


Figure I.11- Capteurs à absorbeur perméable [27]

1-vitre.

2-absorbeur poreux.

3-isolant.

I-5-4-3) Capteurs à absorbeur à géométrie variable

Si l'on veut utiliser le vitrage comme une garde pour réduire les pertes de chaleur il faut que le transfert de chaleur ait lieu entre le dos de l'absorbeur et l'air. L'absorbeur constitue alors la paroi frontale du canal d'air et le revêtement intérieur de l'isolation constitue le fond du canal. On peut augmenter la surface d'échange de chaleur soit en donnant un pouvoir émissif élevé au dos de l'absorbeur et à la face interne de l'isolation, soit en donnant à l'absorbeur une surface striée ou rainurée.

Les formes les plus utilisées sont les suivantes :

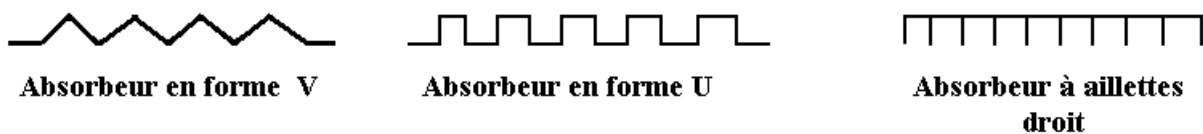


Figure I.12- différents type d'absorbeur [28].

I-5-5) Les avantages et inconvénients des capteurs plans vitrés et non vitrés :

I-5-5-1) Les capteurs plans vitrés :

Avantage :

Longue durée de vie.

Efficacité énergétique.

Inconvénients :

Ne convient qu'à hautes températures.

La température interne peut monter très rapidement dans l'absence de circulation de fluide caloporteur.

I-5-5-2) Les capteurs plans non vitrés :

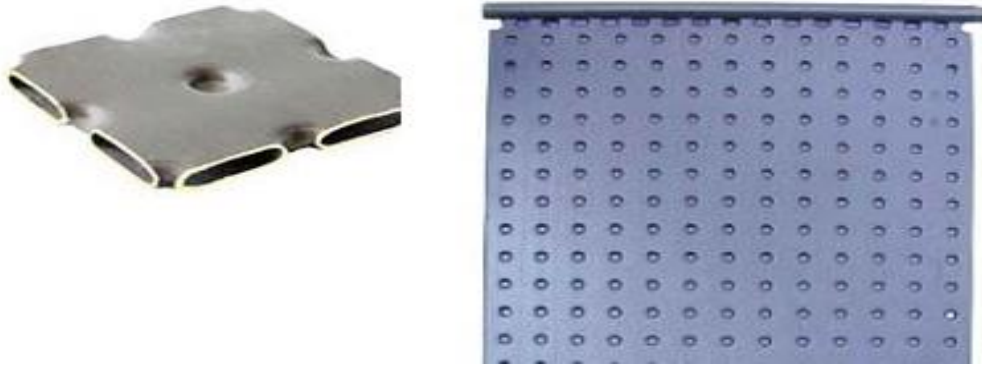


Figure I.13- capteur plan non vitré. [29]

Avantages

Coût moindre.

Rendement élevé pour des températures $<40^{\circ}\text{C}$.

L'absorbeur peut constituer lui-même le toit des bâtiments.

Inconvénient

Fonctionne uniquement pour des faibles températures.

I-5-6) Performance est exposition :

La performance d'un capteur est liée à son exposition solaire, il s'agit de son orientation optimale plein sud et de l'absence d'ombre au cours de la journée.

L'inclinaison aussi va jouer en fonction des saisons, un capteur présentant une faible pente sera très exposé en été lorsque le soleil sera bien haut par contre sera peut adapter pour un fonctionnement hivernal [30].

I-5-7) Applications des capteurs solaires plans à air :

I-5-7-1) Chauffages et climatisation des habitations

Le principe est présenté sur la Figure I.14, consiste à chauffer le fluide dans le capteur solaire, l'air est véhiculé par ventilateur vers des points d'utilisations.

- 1- Capteur solaire plan à air
- 2- Filtre
- 3- Ventilateur
- 4- Entrées d'air
- 5- Sorties d'air

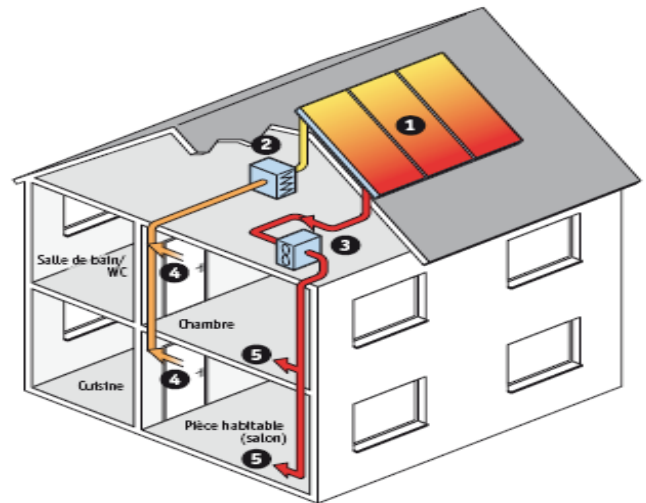


Figure I.14- Chauffages et climatisation des habitations [31]

Le système de capteur solaire à air se intègre dans l'habitat de façon modulaire et complète les systèmes de chauffage existants. Il permet de réaliser des économies substantielles d'énergie et d'améliorer le bilan thermique des bâtiments sur la période hivernale et en mi-saison en apportant une source complémentaire de chauffage. Une régulation fait circuler l'air des locaux à travers le panneau dès que la température interne du panneau permet d'obtenir un gain significatif.

I-5-7-2) Le séchage :

Utilisation des capteurs solaires à air pour le séchage des récoltes est idéale dans le cas du thé, du café, des fruits, des fèves, du riz, des épices, du caoutchouc, du cacao et du bois.

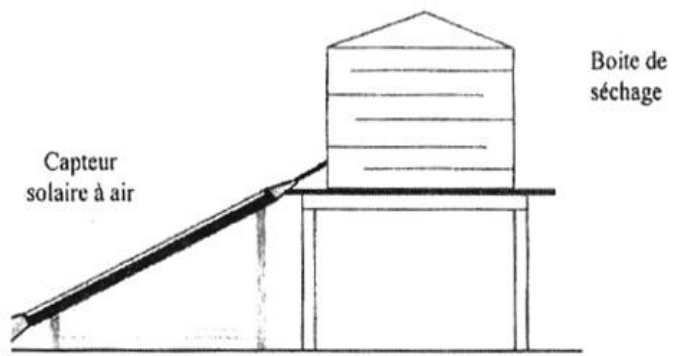


Figure 1.15 -séchage solaire. [32]

Chapitre II

Analyse Bibliographique

Introduction

En raison de l'insuffisance de l'échange thermique réalisée dans le capteur solaire plan à air entre le fluide et l'absorbeur il est intéressant à apporter des améliorations pour de meilleures performances ou une meilleure efficacité thermique.

Le rendement d'un capteur solaire, conçu pour convertir l'énergie solaire en énergie thermique dépend de sa forme, de la technique choisie et de la façon dont on réduit les pertes de chaleur à la surface de celui-ci. Il existe une gamme étendue de capteurs solaires à air avec différentes dispositions de l'absorbeur. **F. Mokhtari et D. Semmar**[33], ont choisis un capteur avec le passage d'air situé entre l'absorbeur et l'isolant (Figure. II.1).

Les capteurs solaires à air sont importants dans les applications nécessitant des températures basses et modérées, telles que le chauffage des locaux, et le séchage qui est une opération souvent nécessaire dans de nombreux processus (agro-alimentaire, matériaux de construction, bois...).

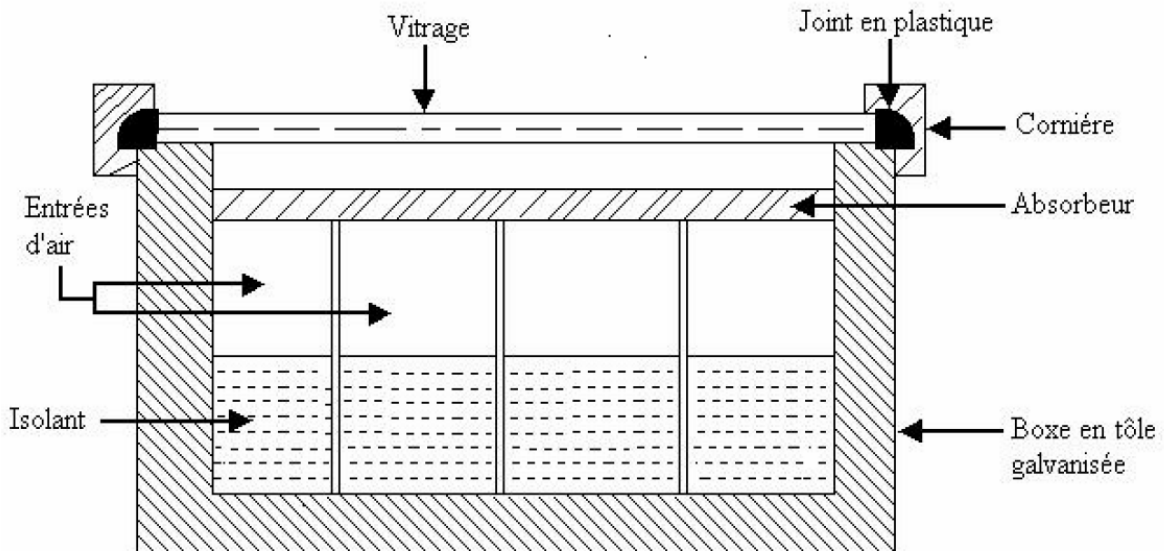


Figure. II.1- Coupe transversale du capteur à air

Les résultats présentés dans ce document nous permettent de tirer les conclusions suivantes :

- La température de sortie du fluide varie en fonction du flux solaire.
- leur conception a permis d'obtenir des températures du fluide assez élevées à la sortie, favorable pour les exploiter dans le séchage des produits agro-alimentaires.
- Ces résultats expérimentaux nous aideront à une éventuelle analyse théorique du système expérimental.

II.2 Amélioration des Performances des Capteurs Solaires Plans à Air:

L'amélioration des performances des capteurs solaires plans consiste à limiter les pertes thermiques entre l'absorbeur et l'environnement. Plusieurs approches ont été développées.

Dans le cas des obstacles fixés sur l'isolant, le choix des formes géométriques d'obstacles utilisés doit satisfaire certains critères. En effet, la forme et la disposition des obstacles affectent l'écoulement d'air pendant sa trajectoire. Les obstacles assurent une bonne irrigation de l'absorbeur, créent la turbulence et réduisent les zones inactives dans le collecteur.

A. Ahmed-Zaïd , A. Moulla , M. S. Hantala et J.Y. Desmons [34] présentent une comparaison entre les résultats obtenus dans les cas du capteur solaire muni d'obstacles et du capteur sans obstacles (SC). Les différentes formes étudiées, à la fois simples et intéressantes, concernent, comme le montrent figure II.2 , figure II.3 , et figure II.4 , les chicanes Delta Cintrées Longitudinalement (DCL), Ogivales Cintrées Longitudinalement (OCL) et Transversales-Longitudinales (TL).



Figure II.2 : Disposition des obstacles DCL

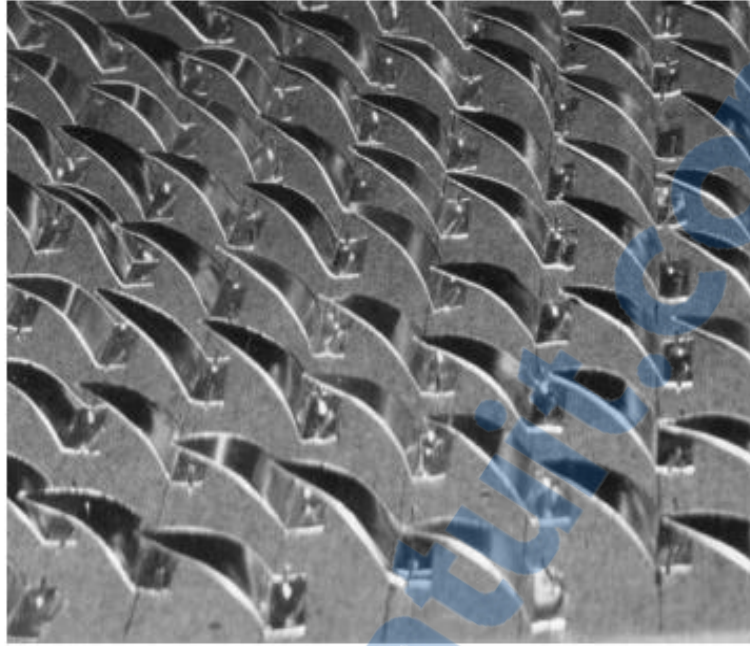


Figure II.3 : Disposition des obstacles OCL

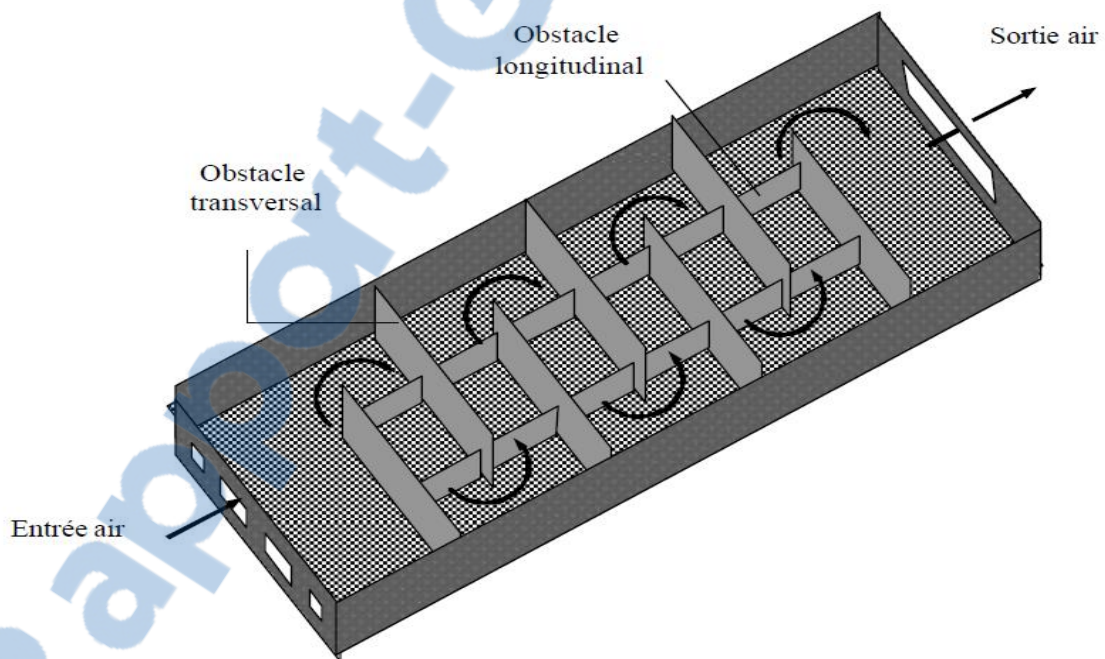


Figure II.4: Capteur muni d'obstacles TL

Cette étude a montré que l'usage des chicanes dans la veine dynamique d'un capteur solaire plan demeure un moyen efficace pour l'amélioration de ses performances.

L'ensemble des résultats présentés montre bien la nette amélioration apportée par l'utilisation des obstacles TL et DCL.

II.3 Minimisation des pertes thermiques

Dans le but de minimiser les pertes thermiques vers l'avant de l'absorbeur, **Feyza Benyelles et Al [35]** ont proposés de placer un isolant " aérogel de silice " au dessus de l'absorbeur.

Les auteurs ont choisis l'aérogel de silice pour ses propriétés. C'est un matériau solide à basse densité variant de 80 à 270 kg/m³, transparent, poreux (porosité de 35% à 90%). Son indice de réfraction est compris entre 1.2 à 1.05. Pour une épaisseur de l'ordre de 20 mm, la transmittance solaire normale est de 90%. Sa conductivité thermique est de l'ordre de 0.02 W/m. K.

Plusieurs capteurs dans les mêmes conditions expérimentales ont été comparés:

- Capteur simple vitrage à absorbeur non sélectif.
- Capteur simple vitrage à absorbeur sélectif.
- Capteur double vitrage à absorbeur non sélectif.
- Capteur simple vitrage à absorbeur non sélectif muni d'un isolant à aérogel de silice.

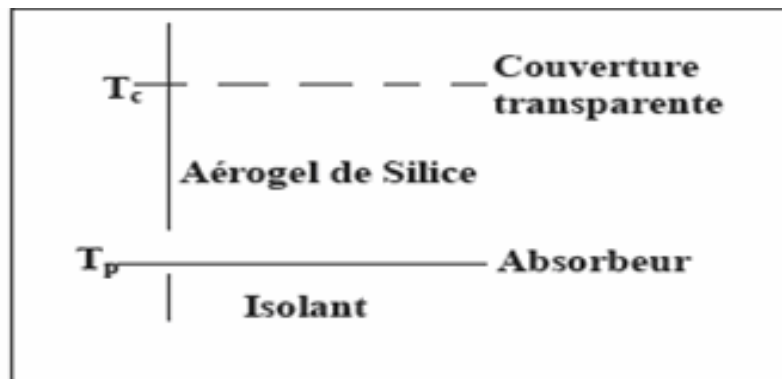


Figure II.5: Conception des capteurs à aérogel de silice

Les auteurs ont trouvés que la température de la vitre d'un capteur simple vitrage à absorbeur non sélectif peut atteindre 50°C, alors qu'elle n'atteint que 20 °C pour un absorbeur muni d'un isolant aérogel de silice. En outre, le coefficient de pertes thermiques vers l'avant de l'absorbeur, dans ce cas est minime. Ils ont déduit que

l'aérogel de silice est un super isolant transparent de la face avant du capteur, et contribue ainsi à l'amélioration du rendement du capteur solaire.

II.4 Influence de la Configuration de l'Absorbeur sur les Performances Thermiques d'un Capteur Solaire à Air

Dans l'utilisation de l'énergie solaire, la faible densité de l'énergie et la fourniture instable de cette dernière est due aux variations des conditions atmosphériques. La plus grande part de recherche est consacrée au développement du chauffe-eau solaire du point de vue rendement thermique en général, mais rare sont les études sur les capteurs solaires utilisant l'air comme fluide caloporteur, car ce dernier a un coefficient de transfert de chaleur par entre l'absorber et le fluide beaucoup plus faible que celui de l'eau. conduction-convection.

On a peu d'informations concernant le comportement des capteurs solaires à air en convection naturelle plus précisément l'évolution du débit d'air et l'évolution de la température de sortie du fluide caloporteur, **F. Mokhtari et D. Semmar [36]** présentent les résultats d'une étude expérimentale sur trois configurations de capteurs solaires fonctionnant suivant deux modes de circulation de l'air (circulation naturelle et circulation forcée) les paramètres caractérisant les performances du système sont évalués instantanément durant la période d'ensoleillement, ils nous permettrons d'appuyer l'analyse théorique et de valoriser chacune des trois conceptions des capteurs solaires à air.

Trois configurations de capteurs sont représentées. La configuration (6.a) est la plus simple des configurations, elle a un passage d'air sous l'absorbeur qui est en tôle peinte en noir ($\alpha = 0.95$), la couverture est un vitrage de 0.03 m, le boîtier est en tôle d'acier galvanisé rembourré d'une couche d'isolant (Polyuréthane) de $e = 0.04$ m.

La configuration (7.b): Ce capteur est constitué des mêmes éléments que la configuration (1.a), seulement le passage d'air se trouve au-dessus de la plaque absorbante (entre le vitrage et la plaque absorbante).

La configuration (8.c): Les mêmes éléments constituant que la config. (6.a) constitue la config (8.c), seulement la plaque absorbante est placée sur la diagonale du capteur entre la couverture et l'isolant, l'entrée de l'air se trouve au-dessus de l'absorbeur tandis que la sortie est située sous l'absorbeur. Elle est munie d'un orifice de section rectangulaire de (150 x 600 mm²) pour permettre l'évacuation de l'air chaud .

Les trois capteurs sont de dimensions (1,92 x 0,94 m), l'entrée de chaque capteur est munie d'un ventilateur. Une campagne de mesures a été effectuée au site de Bouzaréah (C.D.E.R) durant six jours pour les deux modes de circulation de l'air dans le capteur [36] : (forcée, naturelle).

Afin de pouvoir estimer l'efficacité des trois configurations, on a programmé le déroulement des tests durant une période de six (6) jours. Lors de chaque journée, les tests sont pris entre 8 h 00 jusqu'à 16 h 00 avec un pas de quinze (15) minutes.

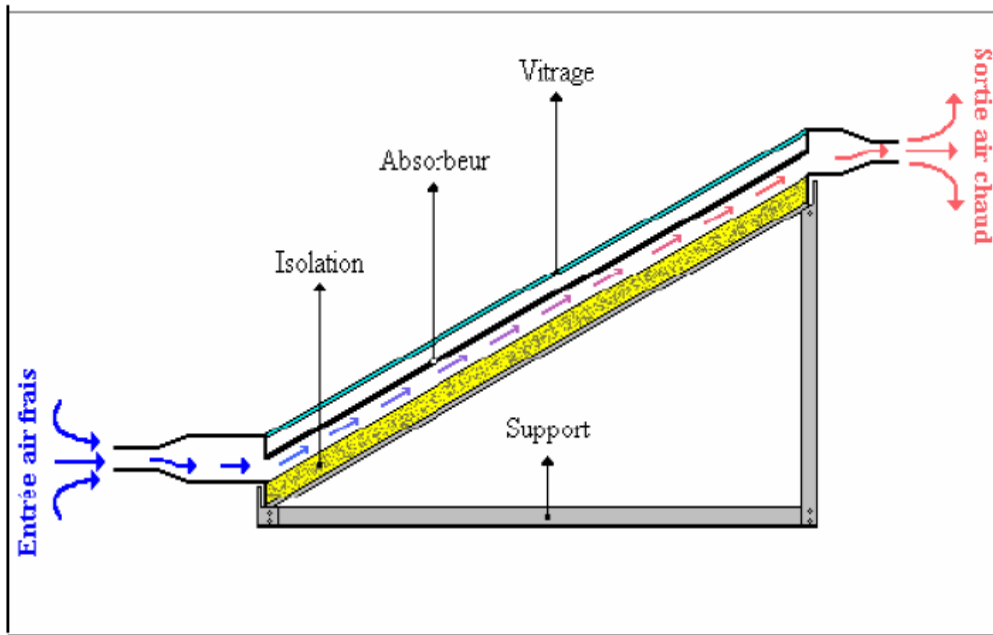


Figure II.6: Configuration a

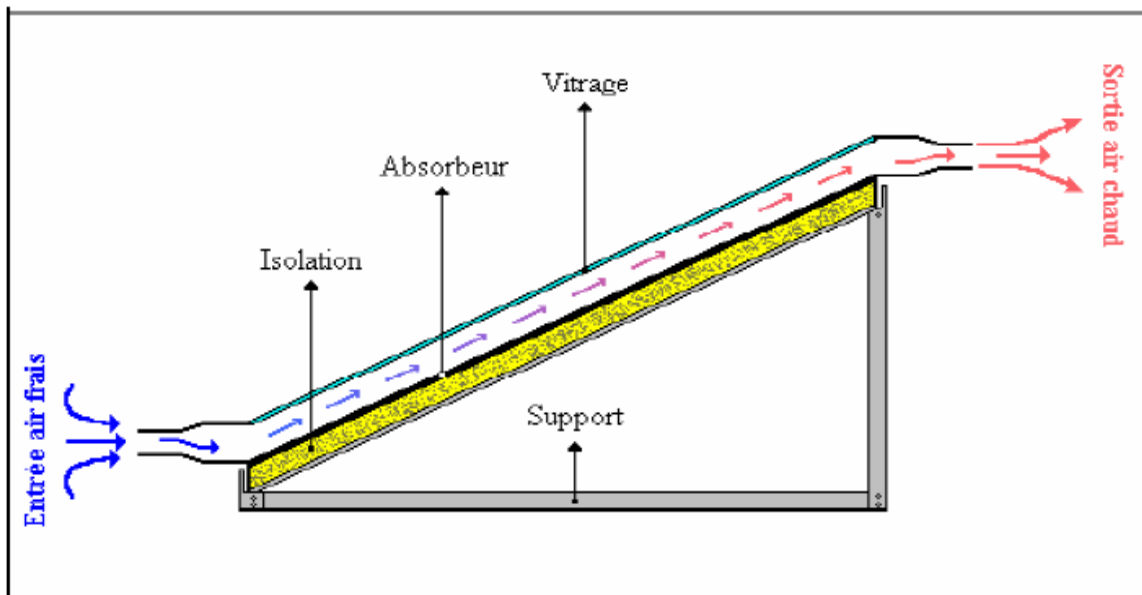


Figure II.7 : Configuration b

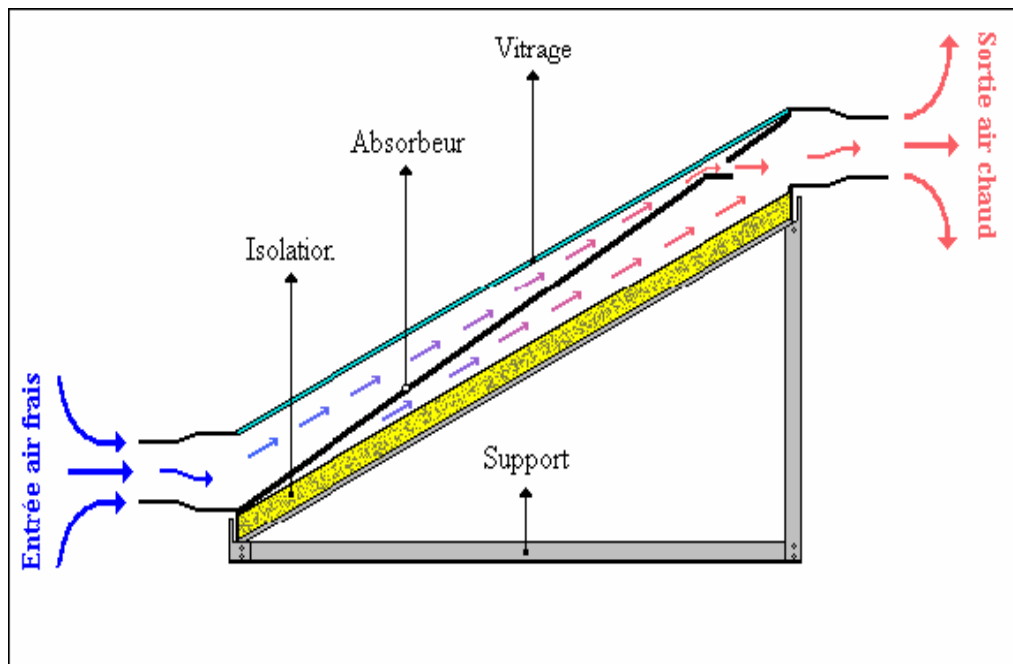


Figure II.8 : Configuration c

L'étude expérimentale **de F. Mokhtari et D. Semmar** a permis de tester les trois configurations citées précédemment et tirer les conclusions suivantes :

- Le capteur avec la configuration (c) a une bonne rentabilité; la température de sortie en convection naturelle dépasse les 98 °C et en convection forcée la température atteint les 70°C. Ceci est dû à l'inclinaison de la plaque absorbante et à l'ouverture conçue sur sa partie supérieure.
- Les deux autres capteurs ont pratiquement la même efficacité
- Aux environs de 12 h 00, on remarque que l'écart de température (Δt) entre la configuration (c) et les deux autres atteint les 15 °C. Ce qui nous confirme son efficacité.
- La température de sortie obtenue en convection forcée dans la configuration (c) nous permet de dire que c'est le plus exploitable dans le domaine du séchage solaire.

II.5 Amélioration des performances du capteur

II.5-1 capteur doté de chicanes

Dans le but d'améliorer les performances des capteurs solaires à air, **K. Aoues et Al [37]** ont introduit dans la veine d'air mobile des chicanes qui jouent un rôle à double aspect, favorisant le transfert thermique au fluide caloporteur :

- Elles permettent de rendre turbulent l'écoulement à proximité de la plaque chaude.
- Elles prolongent le parcours du fluide caloporteur.

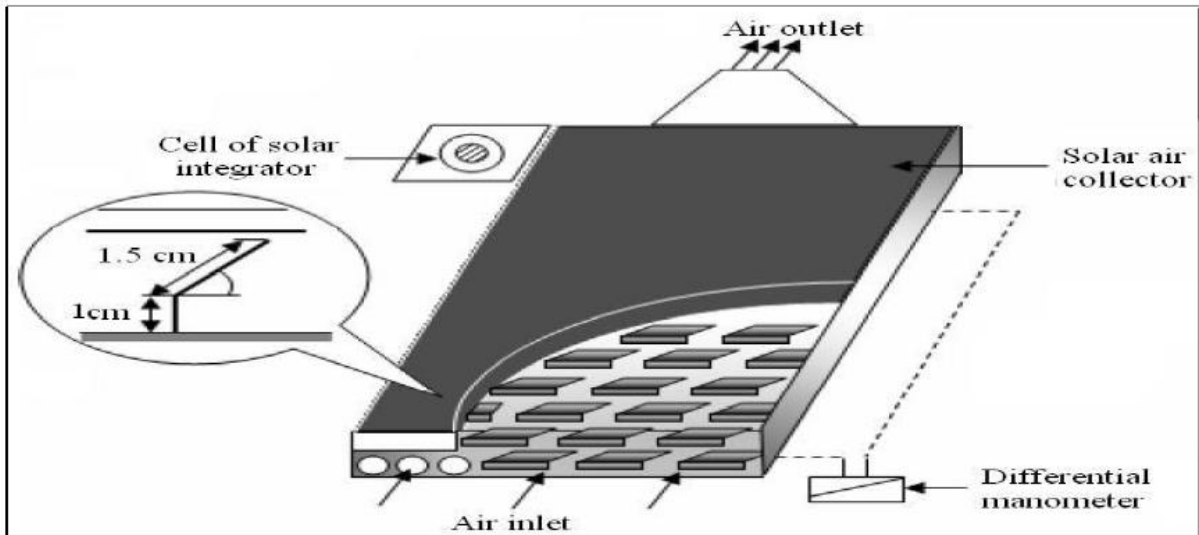


Figure II.9 : Dispositif expérimental

La veine d'air dynamique du capteur est de 25mm de hauteur, comprise entre la plaque absorbante et une plaque en acier galvanisé placée sur l'isolant, cette veine est équipée de rangées d'obstacles métalliques minces soudées perpendiculairement à l'écoulement de l'air sur la plaque inférieure. Ces obstacles présentent une différence dans la forme résidant dans la partie inclinée d'angle α respectivement égale à 60° et 120° . Ces chicanes sont espacées d'une distance respectivement à $d=10$ cm et $d=5$ cm suivant deux configuration A et B qui se différencient par le nombre de rangés respectivement égale à 152 et 256 chicanes (figure II-10).

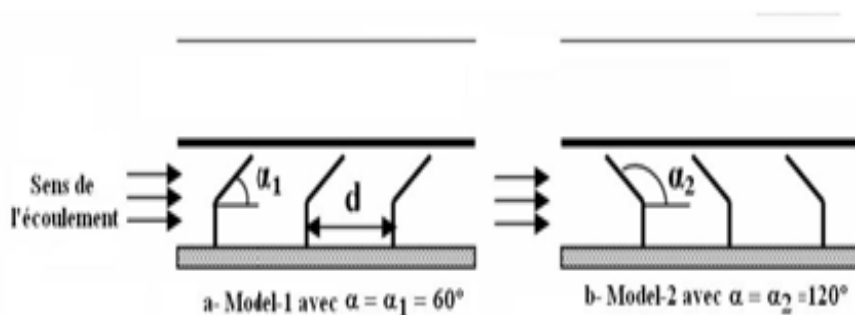


Figure II.10 : Schéma descriptif des chicanes

Après une série de tests expérimentaux, les auteurs ont conclu que la géométrie de passage dans la section droite perpendiculaire à l'écoulement joue un rôle important et ont trouvé que les chicane modèle 1 ($\alpha = 60^\circ$) placées dans les configurations A1, B1 donnent les meilleurs résultats par rapport à ceux des configurations A2, B2 qui sont des chicanes modèles 2 ($\alpha = 120^\circ$).

Cela s'explique par le fait que les chicanes du modèle 1 permettent l'orientation du fluide caloporteur en écoulement vers la plaque absorbante, d'où l'augmentation des échanges convectifs. Par contre, les chicanes du modèle 2 orientent le fluide caloporteur vers la plaque inférieure.

K. Aoues et Al [38] ont mené un travail théorique en vue d'améliorer le coefficient de transfert convectif entre l'air et l'absorbeur, en plaçant des chicanes cylindriques perpendiculairement à l'écoulement dans la veine d'air dynamique entre l'absorbeur et l'isolant (figure II-9).

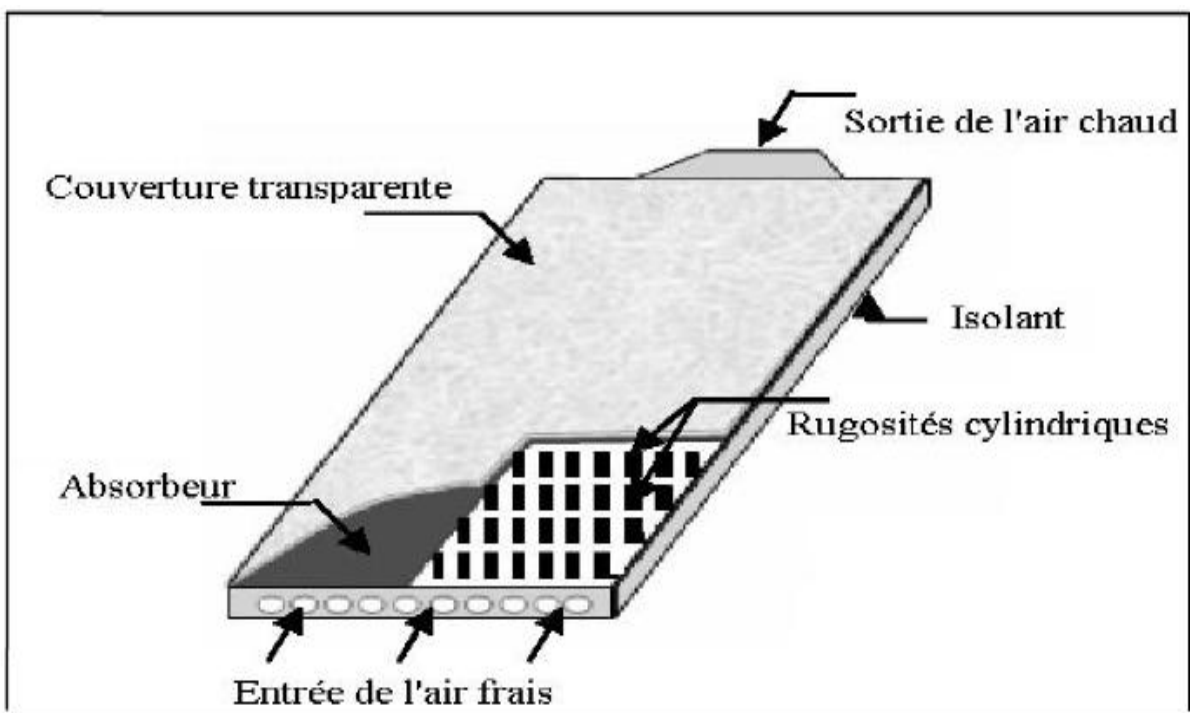


Figure II.11 : Capteur plan à air muni de rugosités cylindriques

Les auteurs ont étudié les trois cas suivants (figure II.12):

- Le capteur plan à air dépourvu de chicanes.
- Le capteur plan à air muni de chicanes cylindriques arrangées en rangés alignées.
- Le capteur plan à air muni de chicanes cylindriques arrangées en quinconces.

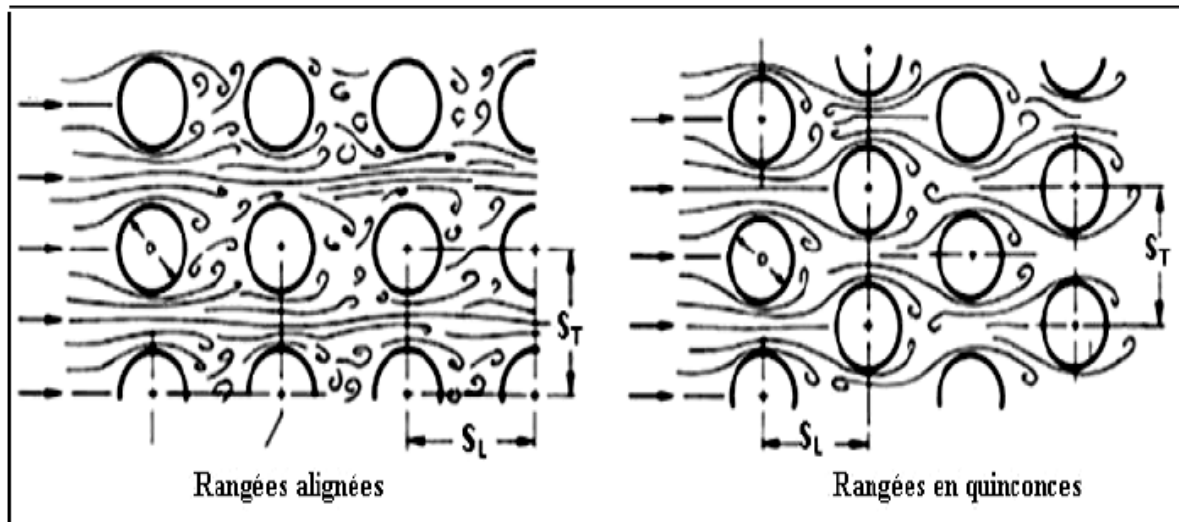


Figure II.12 : Les différents arrangements des chicanes cylindriques

Les auteurs ont trouvé que le meilleur rendement est obtenu avec des chicanes cylindriques arrangées en quinconce, et le plus bas pour le capteur lisse.

II.5-2 capteur à rugosité artificielle

A. Labeled et Al [39] ont mené des travaux expérimental et théorique afin d'améliorer les performances du capteur solaire plan à air en introduisant un nouveau modèle de rugosité artificielle.

Le système étudié est un capteur solaire plan à air à simple passe composé d'une seule vitre, d'une plaque absorbante en acier galvanisé peinte en noir mat, d'une plaque arrière en acier galvanisé placé sur l'isolant et d'une isolation arrière. Les rugosités artificielles sont de petits canaux, dont la base est de forme trapézoïdale d'une hauteur de 25 mm, elles sont placées entre les deux plaques en acier galvanisé (figure II-11).

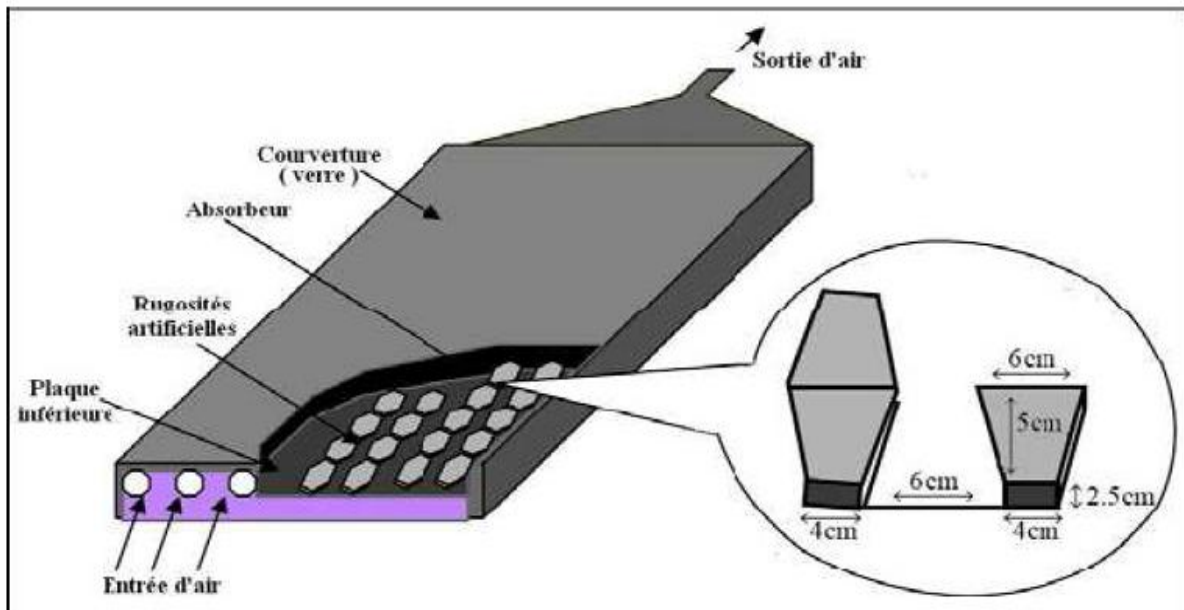


Figure II.13 : Schéma du modèle expérimental

Les auteurs ont conclu que les chicanes introduites dans la veine d'air utile agissent favorablement sur le transfert thermique, cependant elles engendrent des pertes comparativement à un canal lisse.

Les résultats théoriques sont validés par les résultats expérimentaux.

S. Youcef-Ali [40] a étudié expérimentalement un capteur solaire, auquel il a ajouté des plaques rectangulaires minces orientées parallèlement à l'écoulement et soudées à la face inférieure de l'absorbeur (comme montré sur le schéma ci-dessous).

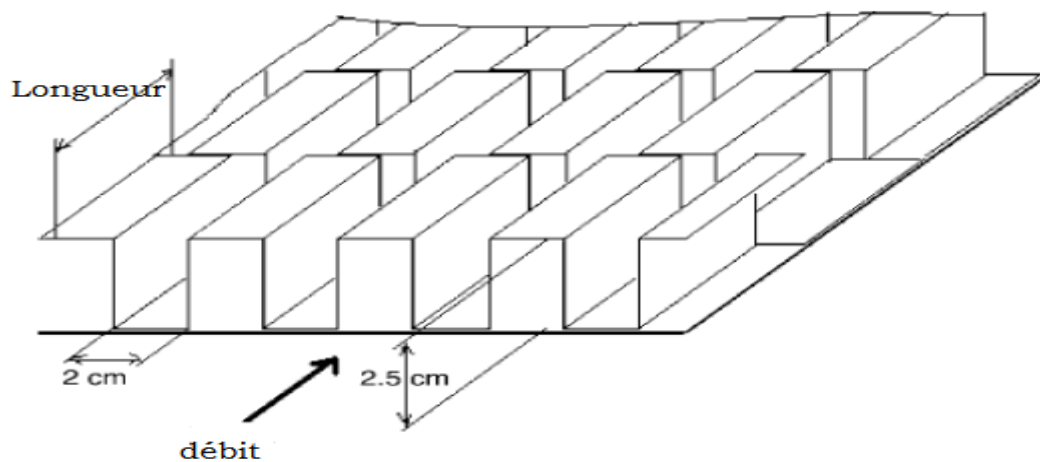


Figure II.14 : Plaques rectangulaires minces orientées parallèlement à l'écoulement

et soudées à la face inférieure de l'absorbeur.

Dans le même travail, il a comparé expérimentalement le cas d'un capteur à doubles couvertures à celui à triples couvertures.

Il a montré que les plaques ajoutées augmentent le transfert thermique entre l'absorbeur et l'air ce qui réduit ses pertes vers l'extérieur, et par conséquent un rendement supérieur à celui d'un capteur avec un absorbeur plat et simple grâce à l'obtention des quantités de chaleur plus élevées.

D'autre part il a montré que la couverture triple donne des performances plus importantes que celles doubles, qui sont dues à la minimisation des pertes vers l'extérieur.

Dans le but d'améliorer l'efficacité d'un capteur solaire à air, **N. Moumni et Al [41]** ont créé un écoulement turbulent entre l'absorbeur et la plaque arrière par l'utilisation des obstacles rectangulaires perpendiculaires à l'écoulement, et qui permettent de réduire les zones mortes.

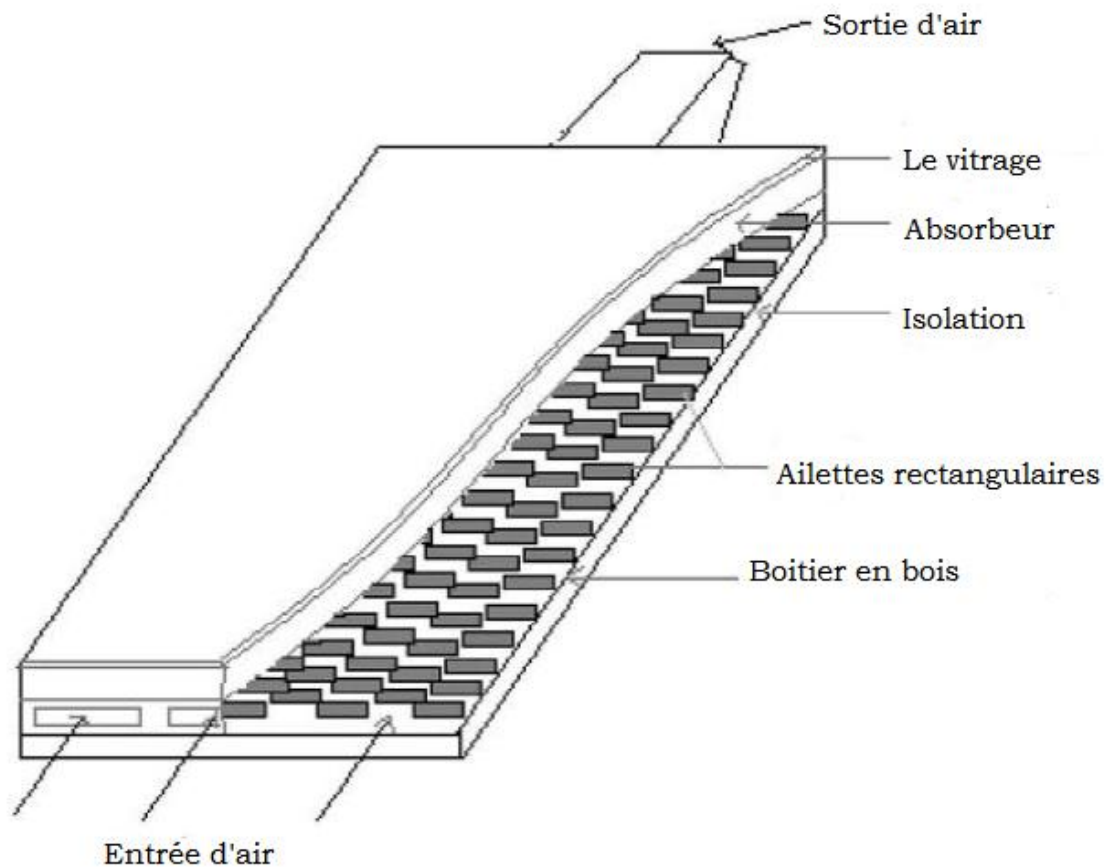


Figure II.15 : Schéma représentatif des obstacles rectangulaires perpendiculaires à l'écoulement

D'une comparaison de ce type de capteurs avec un autre sans plaques, utilisant deux types d'absorbeurs, sélectif et non sélectif, ils ont trouvé que la sélectivité de l'absorbeur ne présente pas une amélioration remarquable en présence des plaques rectangulaires, comme ils ont donné une approche approximative du coefficient du transfert convectif dans le canal d'air, qui tient compte de la géométrie de l'absorbeur et de la nature d'écoulement.

II.5-3 capteur solaire à doubles passes sans et avec un milieu poreux

K. Sopian et al [42] avaient présenté une étude expérimentale du rendement thermique d'un capteur solaire à doubles passes sans et avec un milieu poreux dans le deuxième canal (figure II-16).

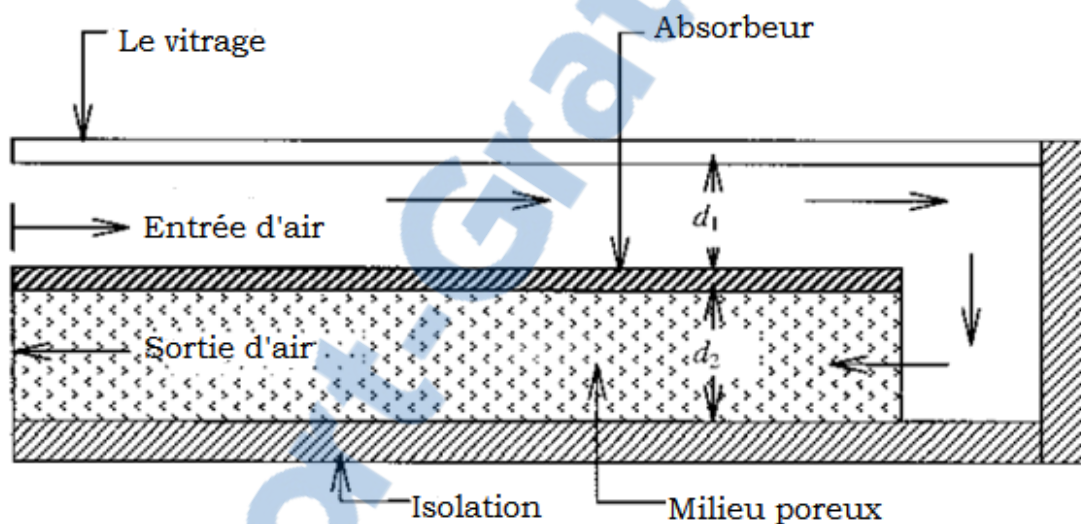


Figure II.16 : Le schéma d'un capteur solaire thermique à double passes avec des milieux poreux dans le deuxième canal

Ils ont étudié l'effet du changement de la profondeur supérieure et inférieure du canal avec et sans milieu poreux sur le rendement thermique, en plus des effets du débit d'air, du rayonnement et de l'élévation de la température.

Dans ce travail, ils ont constaté que la présence du milieu poreux augmente le secteur de transfert thermique d'où l'augmentation de la température de sortie et par conséquent le rendement thermique des systèmes, et que le capteur solaire à double passes a des performances thermiques plus élevées que celles à passe simple.

Le rendement thermique d'un capteur solaire à double passes avec un milieu poreux est environ 60-70 %, c'est-à-dire 20-70 % plus haut que le capteur sans milieu poreux.

Les résultats ont indiqué que ce type de collecteur peut être employé pour une grande variété d'applications, telles que le séchage solaire des produits agricoles.

Dans le but de minimiser les pertes de chaleur à travers la couverture vers l'ambient, **A.A. Mohamad [43]** a proposé de forcer l'air pour circuler sur la couverture de verre (préchauffage d'air) avant le passage par l'absorbeur, et d'utiliser un absorbeur poreux pour augmenter le transfert thermique à l'air et d'ajouter une deuxième couverture.

Dans ce travail, **A.A. Mohamad [43]** a présenté une analyse d'un tel type de capteur et son rendement, comme, il a fait une comparaison avec un capteur solaire conventionnel avec des couvertures simple et double.

Cette analyse a indiqué que l'efficacité du capteur conseillé est élevée comparée aux capteurs conventionnels et qu'elle peut excéder 75%.

II.5-4 Capteur utilisant un lit sous forme de treillis métallique

Afin de déterminer les caractéristiques du fluide et du flux de chaleur dans un capteur solaire à air qui sert pour le chauffage (réchauffeurs solaires) en utilisant un lit sous forme de treillis métallique comme matériel d'emballage (figures II-17), **Prasad, S.B. et Al [44]**, ont réalisé une étude expérimentale qui se base sur la comparaison de l'efficacité de ce type de capteur avec celui conventionnel.

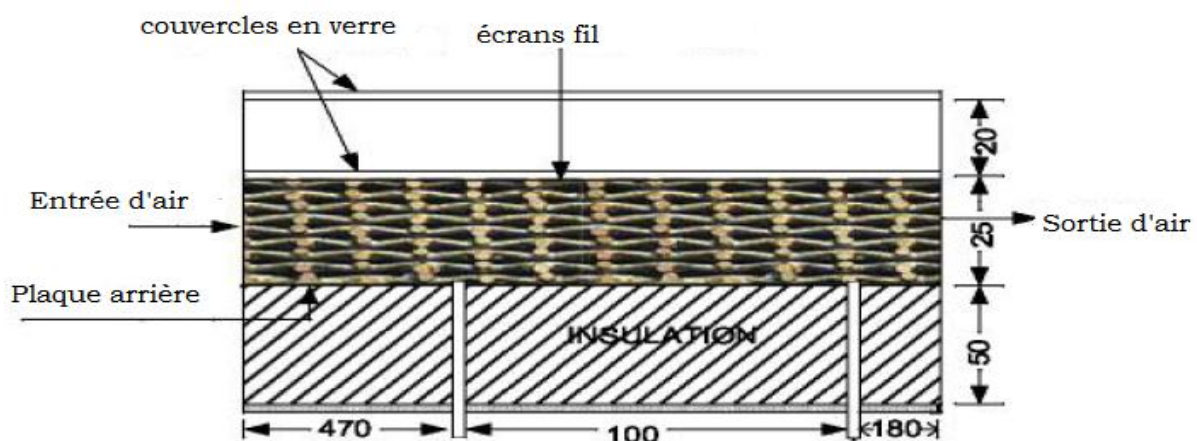


Figure II.17 : Schéma d'un capteur solaire thermique qui se base sur l'utilisation d'un lit sous forme de treillis métalliques comme matériel d'emballage

Les données expérimentales ont été utilisées pour développer des corrélations, le but de ces corrélations c'est de prévoir les résultats expérimentaux avec une exactitude

raisonnable. Les corrélations expérimentales développées montrent un accord meilleur par rapport aux valeurs prévues par des corrélations développées dans le temps passé pour le même système. Ils ont constaté qu'un rendement de l'ordre de 76.9 à 89% peut être obtenu.

Dans le but d'étudier l'influence de quelques paramètres sur le coefficient de perte thermique vers l'avant du capteur, **A. Benkhelifa [45]** a présenté un modèle mathématique qui permet de calculer ces pertes thermiques. Les équations de ce modèle ont été résolues par une méthode itérative, les résultats de ce modèle étaient en bon accord avec ceux issus des relations empiriques rencontrées dans la littérature.

De ce travail, il a conclu que le coefficient de pertes thermiques augmente avec l'augmentation de l'émissivité de l'absorbeur et sa température et le coefficient d'échange convectif avec l'air ambiant, mais, il diminue avec l'accroissement de la distance entre l'absorbeur et la vitre.

L.C.Demartini et al [46] ont fait une analyse numérique et expérimentale de l'écoulement de l'air à l'intérieur d'un canal de section rectangulaire, contenant deux déflecteurs rectangulaires.

Cette étude montre que les plus grandes variations dans la pression et champs de vitesse se produisent dans les régions près des déflecteurs.

Conclusion

L'objectif de ces travaux, c'est l'amélioration des performances des capteurs solaires et permettent d'obtenir de meilleures performances ou une meilleure efficacité thermique de ces systèmes.

Chapitre III

Bilans thermiques pour les capteurs solaires plans

III-1) bilan thermique d'un capteur solaire plan

III-1.1) Principe

Le rôle d'un capteur solaire thermique est de transformer le rayonnement solaire qu'il reçoit en énergie calorifique utilisable, le plus souvent par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur (eau, air, ...). Le schéma de principe d'un capteur solaire plan est donné sur la (Figure III.1)

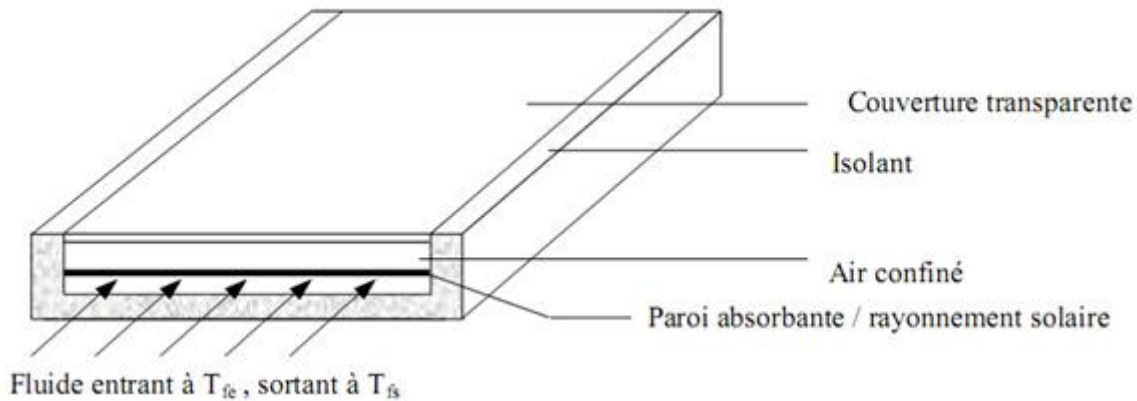


Figure III.1- schéma de principe d'un capteur solaire plan [13].

La paroi absorbante s'échauffe sous l'effet de l'absorption du rayonnement solaire incident. Le fluide qui circule sous cette paroi récupère par convection une partie de cette énergie absorbée et subit une élévation de température $T_{fs} - T_{fe}$ à la traversée du capteur.

III-1.2) Bilan thermique global de la paroi absorbante :

Le bilan thermique de la paroi absorbante s'écrit [1]:

$$\varphi_{sa} = \varphi_{p \rightarrow} + \varphi_u + \varphi_{st} \quad (W) \quad (III.1)$$

Où : φ_{sa} Flux solaire absorbé

$\varphi_{p \rightarrow}$ Flux perdu par la paroi absorbante

φ_u Flux utile transmis au fluide caloporteur

φ_{st} Flux stocké dans le capteur qui s'écrit :

$$\varphi_{st} = M_f C_f \frac{\partial T}{\partial t} \quad (W) \quad (III.2)$$

Où : M_f Masse en fluide du capteur définie par : $\sum m_i c_i = M_f c_f$, i représentant les différents éléments constitutifs du capteur

T Température moyenne du capteur

t Temps

La puissance absorbée par le capteur s'écrit :

$$\varphi_{sa} \approx \tau_{cs} \alpha_{ps} G_{(i,\gamma)}^* S \quad (III.3)$$

Où : φ_{sa} Flux solaire absorbé par la surface exposée (W)

$G_{(i,\gamma)}^*$ Eclairement (densité de flux) solaire incident sur le capteur ($W.m^{-2}$)

α_{ps} Coefficient d'absorption de la paroi absorbante par rapport au rayonnement solaire

τ_{cs} Coefficient de transmission de la couverture transparente par rapport au rayonnement solaire

S Surface de la paroi absorbante.

Dans le cas où le fluide caloporteur ne subit pas de changement d'état, le flux utile s'écrit :

$$\varphi_u = q_{cf} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (W) \quad (III.4)$$

Où : q_{cf} Débit calorifique du fluide caloporteur ($W.^{\circ}C^{-1}$) = débit massique x capacité calorifique

T_{fe} Température du fluide caloporteur à l'entrée de l'absorbeur

T_{fs} Température du fluide caloporteur à la sortie de l'absorbeur.

Les déperditions thermiques du capteur sont mises sous la forme :

$$\varphi_{p \rightarrow} = h_p (T_{pm} - T_a) S \quad (w) \quad (III.5)$$

Où : h_p Coefficient global de pertes du capteur

T_{pm} Température moyenne de la paroi absorbante

T_a Température de l'air extérieur

Dans le cas d'un capteur plan, la température moyenne T_{pm} peut en première approximation être calculée par :

$$T_{pm} = \frac{3T_{fs} + T_{fe}}{4} + \Delta T \quad (^{\circ}C) \quad (III.6)$$

Pour tenir compte de la non-linéarité de l'évolution de la température du fluide dans le capteur et de l'écart de température ΔT existant entre le fluide et la paroi absorbante.

Rendements d'un capteur solaire :

Les rendements d'un capteur sont définis par rapport au flux solaire incident de la manière suivante :

- Le rendement global :

$$\eta = \frac{\varphi_u}{G_{(i,\gamma)}^* S} \quad (III.8)$$

- Le rendement interne :

$$\eta_i = \frac{\varphi_u}{\varphi_{sa}} \quad (III.9)$$

- Le rendement optique :

$$\eta_0 = \frac{\varphi_{sa}}{G_{(i,\gamma)}^* S} \quad (III.10)$$

On définit également des rendements moyens sur une période donnée (jour, mois, année). Pour ce faire, on intègre la relation du bilan (3.1) sur la période choisie :

$$\int_0^t \varphi_{sa} dt = \int_0^t \varphi_u dt + \int_0^t \varphi_{p \rightarrow} dt \quad \text{Soit} \quad Q_{sa} = Q_u + Q_{p \rightarrow}$$

On définit alors les rendements global η , interne η_i et optique η_0 moyens du capteur sur la période considérée par :

$$\bar{\eta} = \frac{Q_u}{\int_0^t G_{(i,\gamma)}^* S dt} \quad (III.11) \quad \bar{\eta}_i = \frac{Q_u}{Q_{sa}} \quad (III.12) \quad \bar{\eta}_0 = \frac{Q_{sa}}{\int_0^t G_{(i,\gamma)}^* S dt} \quad (III.13)$$

Ces rendements sont à considérer lors d'un calcul de dimensionnement d'un capteur solaire. Il ne faut pas les confondre avec les rendements instantanés qui sont toujours plus élevés (un rendement journalier moyen tient compte du refroidissement nocturne par exemple).

III-1.3) Expression du coefficient global de pertes :

Capteur solaire couvert de type 1

Les échanges thermiques convectifs entre la paroi absorbante et l'extérieur dans un capteur solaire couvert que nous appellerons de type 1 peuvent être schématisés comme indiqué sur la Figure III.2.

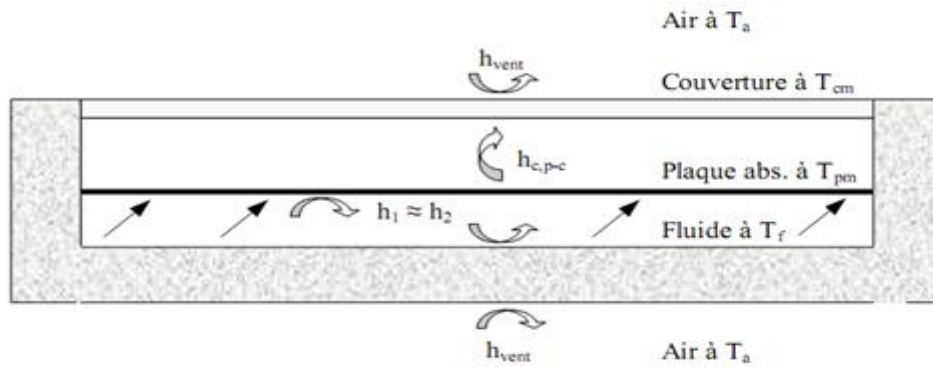


Figure III.2- schématisation des flux convectifs dans un capteur couvert de type 1[1]

Pertes thermiques vers le haut :

Les pertes thermiques vers le haut peuvent s'écrire :

$$\varphi^{\uparrow} = \varphi_{c,p-c} + \varphi_{r,p-c} = \varphi_{c,c-a} + \varphi_{r,c-c}$$

Où :

$\varphi_{c,p-c}$ Flux échangé par convection-conduction entre la paroi absorbante et la couverture

$\varphi_{r,p-c}$ Flux échangé par rayonnement entre la paroi absorbante et la couverture

$\varphi_{c,c-a}$ Flux échangé par convection entre la couverture et l'air extérieur

$\varphi_{r,c-c}$ Flux échangé par rayonnement entre la couverture et le milieu extérieur.

Chacun de ces flux peut s'exprimer de la manière suivante :

$$*\varphi_{c,p-c} = h_{c,p-c} (T_{pm} - T_{cm}) S$$

où $h_{c,p-c}$ est le coefficient de transfert de chaleur entre deux surfaces parallèles délimitant un espace clos contenant de l'air.

* $\varphi_{r,p-c}$ peut être calculé en considérant la paroi absorbante et la couverture comme deux surfaces parallèles infinies (la distance les séparant est faible devant leur largeur et leur longueur) grises et opaques (hypothèse de la couverture opaque au rayonnement IR), ces hypothèses permettent d'écrire :

$$\varphi_{r,p-c} = \sigma \frac{T_{pm}^4 - T_{cm}^4}{\frac{1}{\alpha_{pi}} + \frac{1}{\alpha_{ci}} - 1} S$$

Que l'on peut aussi écrire :

$$\varphi_{r,p-c} = h_{r,p-c} (T_{pm} - T_{cm}) S$$

Avec :

$$h_{r,p-c} = \sigma \frac{(T_{pm}^2 - T_{cm}^2) - (T_{pm} - T_{cm})}{\frac{1}{\alpha_{pi}} + \frac{1}{\alpha_{ci}} - 1}$$

Avec : α_{pi} Coefficient d'absorption de la plaque par rapport au rayonnement IR

α_{ci} Coefficient d'absorption de la couverture par rapport au rayonnement IR.

* $\varphi_{c,c-a}$ qui dépend principalement de la vitesse du vent peut se calculer par :

$$\varphi_{c,c-c} = h_{c,p-a} (T_{cm} - T_a) S$$

Le coefficient de convection étant calculable par la corrélation suivante où u_{vent} est la vitesse moyenne du vent :

$$h_{c,c-a} = h_{vent} = 5.7 + 3.8u_{vent} \quad (\text{W.m}^{-2}.\text{°C}^1) \quad (\text{III.14})$$

$$* \varphi_{r,c-a} = \sigma \alpha_{ci} (T_{cm}^4 - \varepsilon_a T_a^4) S = \sigma \alpha_{ci} (T_{cm}^4 - T_{ciel}^4) S$$

Où : ε_a Emissivité de l'atmosphère calculable par les relations

T_{ciel} Température équivalente du ciel

T_{cm} Température moyenne de la couverture.

Que l'on peut mettre sous la forme :

$$\varphi_{r,c-a} = h_{r,c-a} (T_{cm} - T_a) S \quad \text{Avec : } h_{r,c-a} = \frac{\sigma \alpha_{ci} (T_{cm}^4 - \varepsilon_a T_a^4)}{T_{cm} - T_a}$$

Le flux perdu vers le haut par la plaque absorbante peut alors s'écrire :

$$\varphi_p^\uparrow = (h_{c,p-c} + h_{r,p-c}) + (T_{pm} - T_{cm}) S = (h_{vent} + h_{r,a-c}) + (T_{cm} - T_a) S$$

Soit encore :

$$\varphi_p^\uparrow = \frac{T_{pm} - T_{cm}}{\frac{1}{h_{c,p-c}} + h_{r,p-c}} S = \frac{T_{cm} - T_a}{\frac{1}{h_{c,a-c}} + h_{r,a-c}} S = \frac{T_{pm} - T_a}{\frac{1}{h_{c,p-c}} + h_{r,p-c} + \frac{1}{h_{vent}} + h_{r,a-c}} S$$

Pertes thermiques vers le bas :

Les pertes thermiques vers le bas peuvent s'écrire :

$$\varphi_{p\downarrow} = \varphi_{c,p-b} + \varphi_{r,p-b} = \frac{T_b - T_a}{\frac{e_i}{\lambda_i S} + \frac{1}{h_{vent}}}$$

Où :

$\varphi_{c,p-b}$ Flux échangé par convection-conduction entre la paroi et le bas

$\varphi_{r,p-b}$ Flux échangé par rayonnement entre la paroi et le bas

e_i, λ_i Epaisseur et conductivité thermique de l'isolant.

Les deux flux échangés par la paroi absorbante avec le bas du capteur peuvent s'écrire :

$$\varphi_{c,p-b} = \frac{T_p - T_b}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2}} \approx \frac{T_p - T_b}{\frac{2}{h_i}}$$

car $h_1 \approx h_2 = h_i =$ coefficient de convection fluide/paroi, calculable par les corrélations données en annexe A.1.

$$\text{Et : } \varphi_{r,p-b} = h_{r,p-b} (T_{pm} - T_b) S \quad \text{avec : } h_{r,p-b} = \sigma \frac{(T_{pm}^2 + T_b^2)(T_{pm} - T_b)}{\frac{1}{\alpha_{pi}} + \frac{1}{\alpha_{bi}} - 1}$$

Avec α_{bi} Coefficient d'absorption du fond du capteur par rapport au rayonnement IR.

$$\text{On en déduit : } \varphi_{p\downarrow} = \frac{T_{pm} - T_b}{h_{c,p-b} + h_{r,p-b}} S = \frac{T_b - T_a}{\frac{e_i}{\lambda_i S} + \frac{1}{h_{vent}}} S = \frac{T_{pm} - T_a}{\frac{1}{h_{c,p-b} + h_{r,p-b}} + \frac{e_i}{\lambda_i S} + \frac{1}{h_{vent}}} S$$

Pertes thermiques totales :

On obtient finalement :

$$\varphi_p = \varphi_p^\uparrow + \varphi_p^\downarrow = \frac{T_{pm} - T_a}{\frac{1}{h_{c,p-c} + h_{r,p-c}} + \frac{1}{h_{vent} + h_{r,a-c}}} + \frac{T_{pm} - T_a}{\frac{1}{h_{c,p-b} + h_{r,p-b}} + \frac{e_i}{\lambda_i S} + \frac{1}{h_{vent}}}$$

Que l'on peut mettre sous la forme :

$$\varphi_p = h_p (T_{pm} - T_a) S \quad \text{Avec :}$$

$$h_p = \frac{1}{\frac{1}{h_{c,p-c} + h_{r,p-c}} + \frac{1}{h_{vent} + h_{r,a-c}}} + \frac{1}{\frac{1}{h_{c,p-b} + h_{r,p-b}} + \frac{e_i}{\lambda_i S} + \frac{1}{h_{vent}}} \quad (\text{W.m}^{-2}.\text{C}^{-1}) \quad (\text{III.15})$$

Capteur solaire couvert de type 2 :

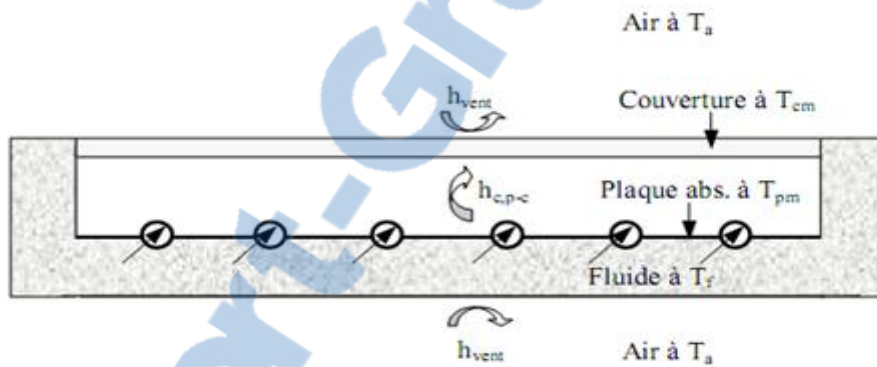


Figure III.3- schématisation des flux convectifs dans un capteur solaire couvert de type 2[1]

Une analyse similaire conduit au résultat suivant :

$$h_p = \frac{1}{\frac{1}{h_{c,p-c} + h_{r,p-c}} + \frac{1}{h_{vent} + h_{r,a-c}}} + \frac{1}{\frac{e_i}{\lambda_i S} + \frac{1}{h_{vent}}} \quad (\text{W.m}^{-2}.\text{C}^{-1}) \quad (\text{III.16})$$

Capteur solaire non-couvert de type 3 :

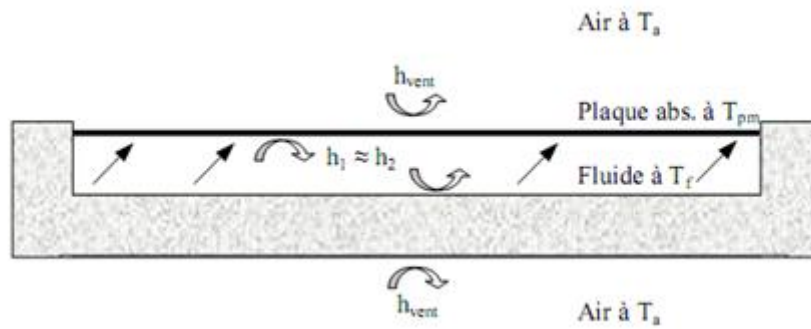


Figure III.4- schématisation des flux convectifs dans un capteur solaire non-couvert de type 3

On établit la relation[1] :

$$h_p = h_{vent} + h_{r,a-c} + \frac{1}{\frac{1}{h_{c,p-b} + h_{r,p-b}} + \frac{e_i}{\lambda_i S} + \frac{1}{h_{vent}}} \quad (\text{W.m}^{-2}.\text{C}^{-1}) \quad (\text{III.17})$$

Capteur solaire non-couvert de type 4 :

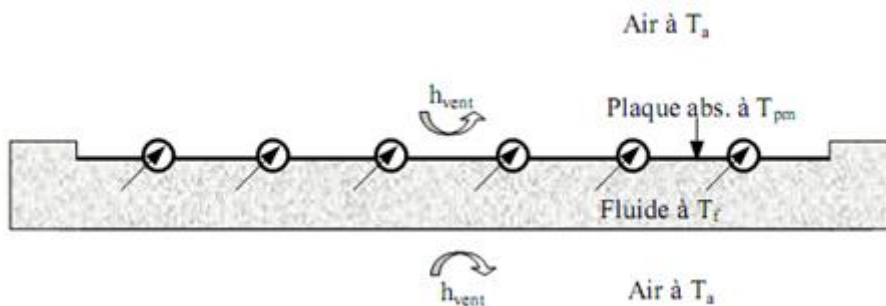


Figure III.5- schématisation des flux convectifs dans un capteur solaire non-couvert de type 4

On établit la relation[1] :

$$h_p = h_{vent} + h_{r,a-p} + \frac{1}{\frac{e_i}{\lambda_i S} + \frac{1}{h_{vent}}} \quad (\text{W.m}^{-2}.\text{C}^{-1}) \quad (\text{III.18})$$

III-1.4) Bilan thermique de la couverture transparente :

Le bilan thermique de la couverture transparente s'écrit d'après ce qui précède:

$$(h_{c,p-c} + h_{r,p-c})(T_{pm} - T_{cm})S = (h_{vent} + h_{r,a-c})(T_{cm} - T_a)S \quad (III.19)$$

$$\text{Avec : } h_{r,c-a} = \frac{\sigma \alpha_{ci} (T_{cm}^4 - \epsilon_a T_a^4)}{T_{cm} - T_a} \quad ; \quad h_{vent} = 5.7 + 3.8 u_{vent} \quad ; \quad h_{r,p-c} = \sigma \frac{(T_{pm}^2 + T_{cm}^2)(T_{pm} - T_{cm})}{\frac{1}{\alpha_{pi}} + \frac{1}{\alpha_{ci}} - 1}$$

Et $h_{c,p-c}$ coefficient global de convection dans la cellule fermée délimitée par la paroi absorbante et la couverture transparente. La connaissance de T_{pm} permet de calculer T_{cm} par résolution de l'équation (III.19) par une méthode itérative.

III-1.5) Calcul du rendement d'un capteur :

Nous allons développer le calcul du rendement d'un capteur solaire couvert de type 2.

III-1.5.1) Profil transversal de température :

Nous allons dans un premier temps déterminer le profil de température de la paroi absorbante dans la direction Oy perpendiculaire à la direction Ox de l'écoulement du fluide (Figure III.5).

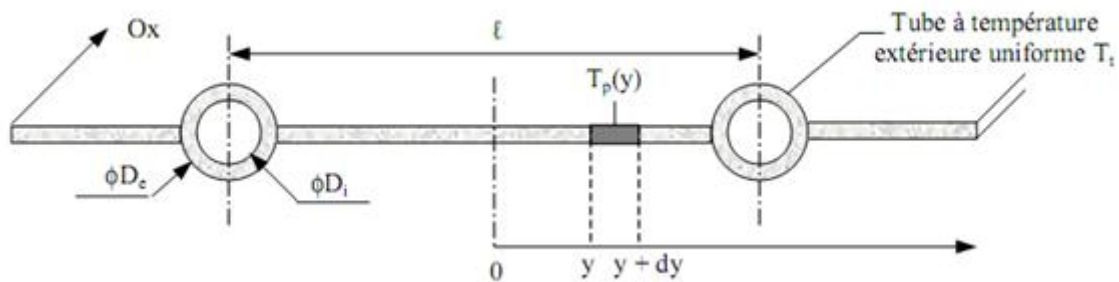


Figure III.5-schéma en coupe e l'absorbeur[1]

Le bilan thermique du morceau de plaque de longueur unité compris entre y et y + dy s'écrit :

$$\phi_{sa} - \lambda_p e_p \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_y = -\lambda_p e_p \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y+dy} + h_p (T_{pm} - T_a) dy$$

où : e_p, λ_p Epaisseur et conductivité thermique de la paroi absorbante

h_p Coefficient global de pertes de la paroi absorbante

ϕ_{sa} Densité de flux solaire absorbé par la plaque

Ce qui peut s'écrire :

$$\frac{\partial^2 T_p}{\partial y^2} = \frac{h_p}{\lambda_p e_p} \left(T_p - T_a - \frac{\phi_{sa}}{h_p} \right)$$

On peut poser : $\bar{T}_p = T_p - T_a - \frac{\phi_{sa}}{h_p}$ et $\omega^2 = \frac{h_p}{\lambda_p e_p}$, on obtient : $\frac{\partial^2 \bar{T}_p}{\partial y^2} - \omega^2 \bar{T}_p = 0$

D'où : $\bar{T}_p(y) = C_1 \sinh(\omega y) + C_2 \cosh(\omega y)$

On utilise les conditions aux limites pour calculer C1 et C2 :

En $y = 0$: $\frac{\partial T_p}{\partial y} = \frac{\partial \bar{T}_p}{\partial y} = 0$ par raison de symétrie, on en déduit : $C_1 = 0$

En $y = \frac{\ell - D_e}{2}$: $T_p = T_t$, on en déduit : $C_2 = \frac{T_t - T_a - \frac{\phi_{sa}}{h_p}}{\cosh \left[\omega \left(\frac{\ell - D_e}{2} \right) \right]}$

D'où : $\frac{T_p(y) - T_a - \frac{\phi_{sa}}{h_p}}{T_t - T_a - \frac{\phi_{sa}}{h_p}} = \frac{\cosh(\omega y)}{\cosh \left[\omega \left(\frac{\ell - D_e}{2} \right) \right]}$

Le flux transféré (par unité de longueur selon Ox) à la base de la plaque en $y = \frac{\ell - D_e}{2}$ vers un tube s'écrit :

$$d\phi_{p \rightarrow t} = -\lambda_p e_p \left(\frac{\partial T_p}{\partial y} \right)_{y=\frac{\ell - D_e}{2}} = -\frac{T_t - T_a - \frac{\phi_{sa}}{h_p}}{\cosh \left[\frac{\omega(\ell - D_e)}{2} \right]} \omega \lambda_p e_p \sinh \left[\frac{\omega(\ell - D_e)}{2} \right] = \frac{1}{\omega} \left[T_t - T_a - \frac{\phi_{sa}}{h_p} \right] \tanh \left[\frac{\omega(\ell - D_e)}{2} \right]$$

La plaque comprise entre $y=0$ et $y = \frac{\ell - D_e}{2}$ joue en fait le rôle d'ailette de chauffage par rapport au tube. Si toute cette ailette était à la température uniforme T_t , le flux transféré de l'ailette au tube s'écrirait :

$$d\phi_{p \rightarrow t_{\max}} = \left[\phi_{sa} - h_p (T_t - T_a) \frac{(\ell - D_e)}{2} \right]$$

Le rendement de l'ailette est défini par :

$$F = \frac{d\phi_{p \rightarrow t}}{d\phi_{p \rightarrow t_{\max}}} = \frac{\tanh \left[\frac{\omega(\ell - D_e)}{2} \right]}{\frac{\omega(\ell - D_e)}{2}} \quad (\text{III.20})$$

Le tube gagne également un flux capté directement sur sa largeur apparente D_e supposé à la température uniforme T_t :

$$d\phi_{\rightarrow t} = [\phi_{sa} - h_p(T_t - T_a)]$$

Le flux utile total gagné par un tube par unité de longueur selon la direction Ox de l'écoulement du fluide s'écrit finalement en considérant que chaque tube reçoit le flux de deux ailettes de longueur $\frac{\ell - D_e}{2}$:

$$d\phi_u = [\phi_{sa} - h_p(T_t - T_a)][D_e + F(\ell - D_e)]$$

Ce flux utile gagné par le tube est transmis au fluide à travers la résistance de conduction du tube d'épaisseur e_t et la résistance de convection entre la paroi interne du tube et le fluide, soit :

$$d\phi_u = \frac{T_t - T_f}{\frac{1}{h_t \pi D_i} + \frac{e_t}{\lambda_t \pi D_i}}$$

On peut éliminer T_t en égalant les deux expressions de ϕ_u et l'on obtient finalement l'expression du flux utile gagné par chaque tube par unité de longueur dans la direction Ox de l'écoulement du fluide :

$$d\phi_u = \frac{[\phi_{sa} - h_p(T_f - T_a)][D_e + F(\ell - D_e)]}{1 + h_p \left[\frac{1}{h_t \pi D_i} + \frac{e_t}{\lambda_t \pi D_i} \right] [D_e + F(\ell - D_e)]} \quad (\text{W.m}^{-1})$$

Que l'on écrit sous la forme simplifiée :

$$\text{Avec : } F' = \frac{\frac{1}{h_p}}{\ell \left[\frac{1}{[(\ell - D_e)F + D_e] h_p} + \frac{1}{h_t \pi D_i} + \frac{e_t}{\lambda_t \pi D_i} \right]} \quad (\text{III.21})$$

F' apparaît comme le rapport de la résistance thermique au transfert entre la plaque et l'extérieur sur la résistance thermique au transfert entre le fluide et l'extérieur. F' est donc un nombre inférieur ou égal à l'unité appelé facteur d'efficacité de la plaque absorbante.

III-1.5.2) Profil de température dans le sens de l'écoulement du fluide :

Considérons un tube de longueur L parmi les n tubes du capteur, le fluide entre dans le tube à la température T_{fe} et en ressort à la température T_{fs} . D'après ce qui précède, chaque tube gagne un flux utile $d\phi_u$ par unité de longueur dans le sens Ox de l'écoulement du fluide.

Effectuons un bilan thermique sur la portion de fluide contenue dans un tube entre les distances x et $x + dx$ à partir de l'entrée du tube, il s'écrit [1] :

$$\frac{\dot{m}_f}{n} C_f \frac{\partial T_f}{\partial x} = d\varphi_u dx$$

Ou : \dot{m}_f Débit total du fluide dans l'absorbeur constitué de n tubes en parallèle (kg.s^{-1})

C_f Capacité calorifique du fluide (J.kg^{-1})

$$\text{On en déduit : } \frac{\dot{m}_f}{n} C_f \frac{\partial T_f}{\partial x} = \ell F' [\phi_{sa} - h_p (T_f - T_a)] dx$$

Par intégration entre 0 et x , on obtient le profil de température longitudinal du fluide :

$$\frac{T_f(x) - T_a - \frac{\phi_{sa}}{h_p}}{T_{fe} - T_a - \frac{\phi_{sa}}{h_p}} = \exp\left(-\frac{n\ell F' h_p}{\dot{m}_f C_f} x\right)$$

et par intégration entre $x = 0$ et $x = L$, on obtient l'expression suivante de la température de sortie T_{fs} du fluide dans laquelle $S = \ell L$ est la surface de l'absorbeur :

$$\frac{T_{fs} - T_a - \frac{\phi_{sa}}{h_p}}{T_{fe} - T_a - \frac{\phi_{sa}}{h_p}} = \exp\left(-\frac{nSF' h_p}{\dot{m}_f C_f} x\right)$$

On peut également calculer la température moyenne du fluide dans l'absorbeur par :

$$T_{f_{\text{moy}}} = \frac{1}{L} \int_0^L T_f(x) dx \quad \text{Qui conduit à l'expression suivante :}$$

$$T_{f_{\text{moy}}} = T_a + \frac{\phi_{sa}}{h_p} + \left(T_{fe} - T_a - \frac{\phi_{sa}}{h_p}\right) \frac{\dot{m}_f C_f}{nSF' h_p} \left[1 - \exp\left(-\frac{nSF' h_p}{\dot{m}_f C_f} x\right)\right]$$

III-1.5.3) Calcul du rendement global :

Le flux utile gagné sur la surface totale $S = \ell L$ de l'absorbeur peut se calculer par :

$$\varphi_u = \int_0^L d\varphi_u dx \quad \text{Avec } \varphi_u = \ell F' [\phi_{sa} - h_p (T_f - T_a)] \quad \text{et } \frac{T_f(x) - T_a - \frac{\phi_{sa}}{h_p}}{T_{fe} - T_a - \frac{\phi_{sa}}{h_p}} = \exp\left(-\frac{n\ell F' h_p}{\dot{m}_f C_f} x\right)$$

Le calcul de cette intégrale conduit à : $\varphi_u = S F_R [\phi_{sa} - h_p (T_{fe} - T_a)]$

Ou F_R est le facteur de conductance de l'absorbeur défini par :

$$F_R = \frac{\dot{m}_f C_f}{S h_p} \left[1 - \exp \left(- \frac{n S F' h_p}{\dot{m}_f C_f} x \right) \right] \quad (\text{III.22})$$

Le rendement global du capteur tel que défini par la relation (III.8) s'écrit finalement :

$$\eta = F_R \left[\eta_0 - \frac{h_p (T_{fe} - T_a)}{\phi_{sa}} \right] \quad (\text{III.23})$$

Ou η_0 est le rendement optique défini par la relation (III.10)

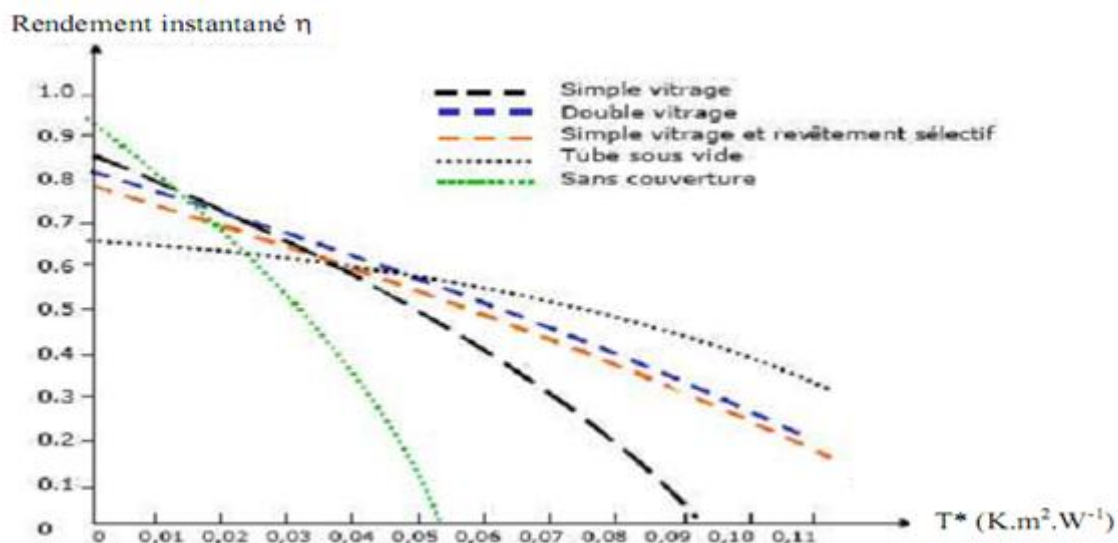


Figure III.5-rendement instantané d'un capteur solaire en fonction de $T^* = \frac{(T_p - T_a)}{G_{(i,\gamma)}}$

G^* : Densité de flux solaire global $W.m^{-2}$

III-1.5.4) Température moyenne de l'absorbeur :

Par définition du coefficient global de pertes défini par la relation (III.5), on a :

$$\varphi_u = S [\phi_{sa} - h_p (T_{pm} - T_a)]$$

On en déduit :

$$T_{pm} = T_a + \frac{\phi_{sa}}{h_p} - \frac{\varphi_u}{S h_p} \quad (^\circ C) \quad (\text{III.24})$$

Ou : $\varphi_u = S F_R [\phi_{sa} - h_p (T_{fe} - T_a)]$

III-2) Quelle que travaux sur les capteurs solaire plan à air :

III-2-1) Modélisation des Pertes Thermiques dans un Capteur Solaire à Air à deux Passes :

III-2-1-1) analyse thermique d'un capteur solaire a deux passes :

Considérons un capteur solaire à air à deux passes (voir la Figure III.6). On suppose que ce capteur est dans un état tel que les conditions de Bliss sont respectées.

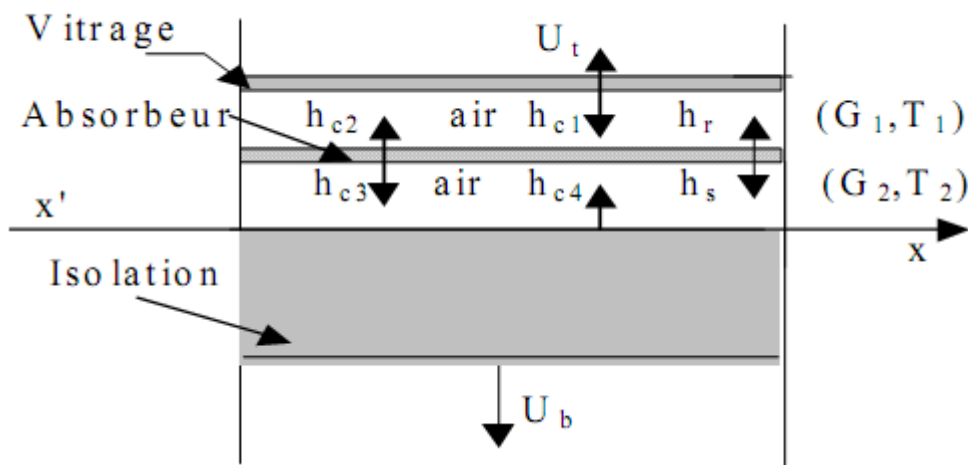


Figure III.6-Schéma d'un élément du capteur [47]

On se propose de calculer le coefficient de conduction (Fr) et le facteur de déperdition thermique (UL). Pour les besoins du problème, nous allons établir un bilan thermique respectivement sur la couverture transparente, l'absorbeur puis l'isolation thermique arrière.

Nous obtenons ainsi un système d'équations à 3 inconnues (T_{vit} , T_{ab} et T_{ar}) :

$$\left. \begin{aligned}
 U_t(T_a - T_{vit}) + h_{c1}(T_1 - T_{vit}) + h_r(T_{ab} - T_{vit}) &= 0 \\
 I + h_{c2}(T_1 - T_{ab}) + h_{c3}(T_2 - T_{ab}) + h_r(T_{vit} - T_{ab}) + h_s(T_{ar} - T_{ab}) &= 0 \\
 I + U_b(T_a - T_{ar}) + h_{c4}(T_2 - T_{ar}) + h_s(T_{ab} - T_{ar}) &= 0
 \end{aligned} \right\}$$

(III.25)

Les énergies utiles récupérées par l'air à la sortie des conduits (III.25)et (III.26)sont données par:

$$\left. \begin{aligned}
 Q_{U1} &= h_{c1}(T_{vit} - T_1) + h_{c2}(T_{ab} - T_1) \\
 Q_{U2} &= h_{c3}(T_{ab} - T_2) + h_{c4}(T_{ar} - T_2)
 \end{aligned} \right\} \quad (III.26)$$

La résolution mathématiquement du système d'équations (III.25) permet d'écrire:

$$\left. \begin{aligned} Q_{U1} &= \frac{f_1}{D} I - \frac{U_{11}}{D} (T_1 - T_{amb}) + \frac{U_{12}}{D} (T_2 - T_a) \\ Q_{U2} &= \frac{f_2}{D} I - \frac{U_{21}}{D} (T_1 - T_a) - \frac{U_{22}}{D} (T_2 - T_a) \end{aligned} \right\} \quad (III.27)$$

L'énergie totale récoltée à la sortie du capteur est donnée par la relation suivante:

$$Q_U = Q_{U1} + Q_{U2} \quad (III.28)$$

En remplaçant Q_{U1} et Q_{U2} par leurs expressions dans (III.28), on arrive à:

$$Q_U = \frac{f_1+f_2}{D} I - \frac{U_{11}-U_{21}}{D} (T_1 - T_a) + \frac{U_{22}-U_{12}}{D} (T_2 - T_a) \quad (III.29)$$

A: Surface du capteur [m²]

b: Epaisseur des canaux [m]

D: Diamètre hydraulique [m]

T_{amb} : Température ambiante [°C]

Q_U : Puissance utile [W]

I: Eclairage solaire [W/m²]

F_r: Coefficient de conduction thermique [-]

U_b: Conductance totale du capteur [W/m²K]

h_i: Coefficient d'échange convectif [W/m²K]

Chapitre IV

Présentation de La méthode des volumes finis

IV.1 Présentation de la méthode des volumes finis

IV.1.1 Introduction :

La méthode des volumes finis a été utilisée depuis de nombreuses années (1970) par les ingénieurs (tel que SPALDING, SMITH et PATANKAR) [48], pour résoudre numériquement avec des maillages structurés, les problèmes de la mécanique des fluides formalisés pour les équations de la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie.

La méthode de résolution utilise les composantes de la vitesse, de la pression, de la température, etc. comme variables dépendantes.

La méthode des volumes finis consiste à discrétiser le domaine de l'écoulement en une multitude de volumes de contrôle (cellules) puis d'effectuer des bilans (de masse, d'énergie, de quantité de mouvement,...) sur ces petits volumes. Pour cette raison, la formulation fait apparaître des intégrations de volume. L'avantage de cette méthode est que tout ce qui sort d'un volume, rentre dans un autre, cette méthode est donc conservative.

Plusieurs méthodes de discrétisation des équations différentielles aux dérivées partielles sont utilisées actuellement telles que : la méthode des volumes finis, des différences finies et des éléments finis. La méthode utilisée par "Fluent" est celle des volumes finis.

IV.1.2 Principe

Les méthodes analytiques semblent être incapables à résoudre les équations de la conservation. Alors, l'utilisation des méthodes numériques tel que la méthode de différences finies, des volumes finis et des éléments finis s'avère indispensable. La méthode des volumes finis (M.V.F) est la plus couramment utilisée pour la résolution des équations de la conservation. Elle consiste à transformer les équations aux dérivées partielles en équations algébriques faciles à résoudre. Pour cela quatre étapes sont requises:

1- Effectuer un maillage du domaine d'étude: un maillage est une succession de volume du contrôle lié entre eux avec des nœuds placés au centre de chaque volume.

2- Intégrer les équations aux dérivées partielles sur chaque volume de contrôle.

3- Choix du schéma utilisé: choisir le profil de variation de ϕ entre deux nœuds adjacents pour son évaluation à l'interface.

5- Etablir «n» équations algébriques à résoudre pour « n » nœuds.

6- Utiliser une des méthodes de résolution des équations algébriques nominale-ment linéaires (exemple: T.D.M.A, Gauss-Seidel) pour résoudre le système d'équation.

IV.1.3 Avantages de la méthode des volumes finis : [49]

1-Approche très "physique" : bilan des flux

2-S'adapte à une géométrie quelconque

3-Plusieurs schémas pour la résolution des termes non-linéaires hyperboliques

4-Conservative (par sa formulation)

4-La base de tous les codes généraliste en Mécanique des Fluides : Fluent, Star-CD, CFX,

Fire....

IV.1.4 Notion de maillage :

"Fluent" traite plusieurs types de maillages très compliqués qui sont en général importés directement d'autres logiciels de génération de maillages "GAMBIT".

Le domaine de calcul est divisé en volume de contrôle en nombre fini et direct (figure IV.2), on dit qu'on génère un maillage. L'opération consiste à définir un certain nombre de nœuds en traçant une grille sur le domaine.

Les interfaces sont placées exactement au milieu de chaque deux nœuds consécutifs (trait discontinus).

Les sous domaines obtenus représentent les volumes de contrôle avec quatre nœuds voisins par les quatre faces du volume de contrôle.

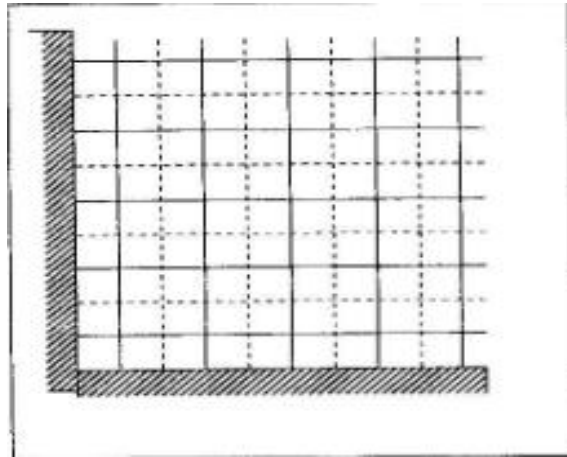


Figure (IV.1) : maillage et volume de contrôle [48]

IV.1.5 Nœuds et éléments :

La modélisation numérique repose sur la reformulation des équations de conservation sur des volumes Ω_n élémentaires ou discrets, appelées éléments ou mailles. Associées à ces éléments, nous retrouvons les nœuds de discrétisation, c'est-à-dire les points de résolution des équations discrètes. Ceux-ci peuvent être aussi bien placés aux sommets des éléments qu'en leur centre ou encore sur les faces, selon la méthode de discrétisation utilisée.

Les éléments et les nœuds associés composent le maillage, un découpage géométrique du domaine de calcul. La Figure IV.3 illustre la notion de maillage.

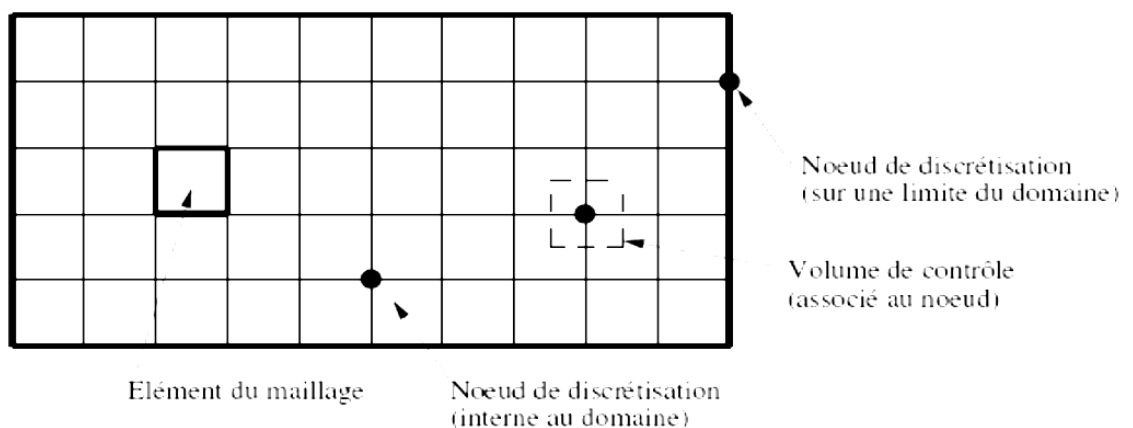


Figure (IV.2) : Illustration de la notion de maillage [48].

IV.1.6 Géométrie et topologie :

Nous faisons la différence entre la géométrie qui caractérise la forme du domaine et la topologie qui est le résultat du découpage spatial du domaine sur lequel s'appuie le maillage. La topologie est donc une classification des objets de type segments, faces, etc.

Nous distinguons plusieurs types de maillages, définis par le nombre de nœuds associés à chaque élément (Figure IV.4) et par le nombre de liaisons pour chaque nœud.

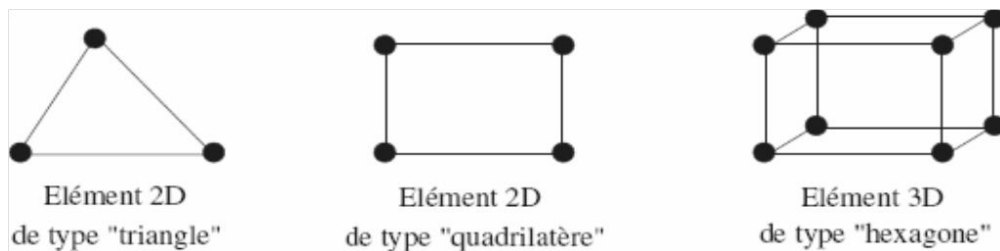


Figure (IV.3) : Quelques types d'éléments. [48]

IV.1.7 Connectivité :

La connectivité d'écrit les liaisons entre les sommets des éléments. On parle de maillage structuré si les nœuds de même type (dans le domaine, sur une limite ou sur un coin) ont toujours le même nombre de nœuds voisins, ou sont associés au même nombre d'éléments.

La connectivité associée à ces nœuds est alors toujours de même type. Dans le cas d'un maillage non structuré, la connectivité est de type quelconque, et le nombre de voisins de chaque nœud diffère localement (Figure IV.4).

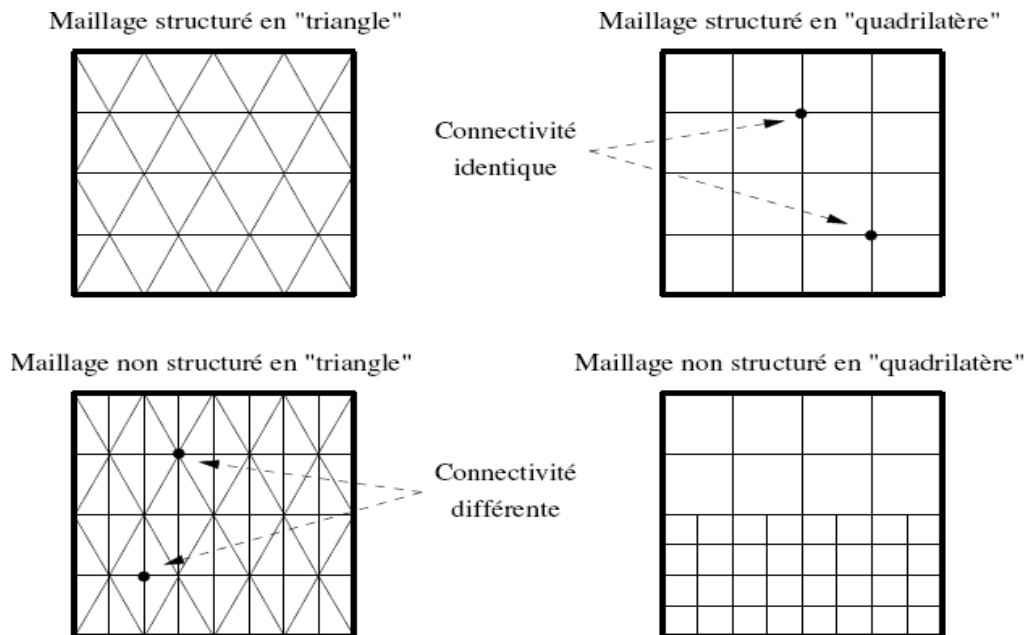


Figure (IV.4) : Exemples de maillages [48].

La discrétisation d'une équation de transport diffusion sur un volume de contrôle par la méthode des volumes finis fait intervenir les valeurs des vitesses aux interfaces des volumes (U_e , U_w , U_n , U_s). Il est donc intéressant de calculer ces vitesses directement sur les interfaces (sans avoir à effectuer d'interpolations). D'autre part, la discrétisation de l'équation de continuité et du gradient de pression avec l'utilisation d'une interpolation linéaire peut filtrer des erreurs importantes du fait qu'une répartition de pression ou de vitesse en « damier » est vue comme un champ uniforme.

Pour contourner ces difficultés on préfère utiliser des grilles décalées «staggered grid ». Une grille principale est construite sur laquelle on calcule la pression, la température (et/ou la concentration). Deux grilles décalées vers la droite et vers le haut respectivement sont utilisées pour le calcul des vitesses horizontale et verticale (figure IV.5).

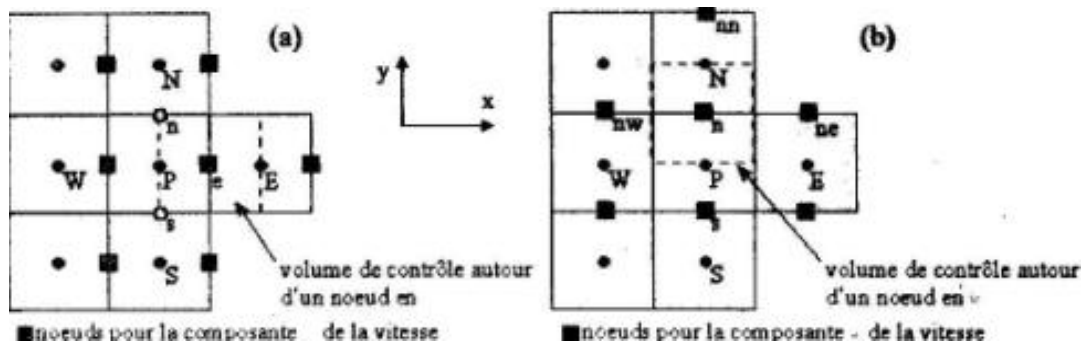


Figure (IV.5) : grilles décalées « staggered grid ».

(a) U.C.V et (b) V.C.V[48]

IV.2 Discretisation de l'équation de la quantité de mouvement :

La forme intégrale de l'équation de la quantité de mouvement suivant OX est donnée par l'expression[48] :

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho u d\Omega + \int_s \rho u V n ds = \int_s \tau_{U_{xx}} n ds - \int_s P_1 n ds + S_u \quad (IV.1)$$

On approxime les différents termes de l'équation (IV.1) sous la manière suivante

$$\left[\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Xi} \rho u d\Omega \right]_p \approx \frac{\rho \Delta \Omega}{\Delta t} (u_e^{n+1} - u_e^n) \quad (IV.2)$$

Avec n indique le temps t et n+1 indique le temps t+ Δ t.

Le débit massique à travers une face du volume de contrôle est donné par :

$$\dot{m} \approx \int_s \rho V n ds \approx \rho \cdot u \cdot s \quad (IV.3)$$

Le débit massique à la face est « E » du volume de contrôle peut être approximé par une moyenne

$$\dot{m}_E \approx \frac{\dot{m}_e + \dot{m}_{ee}}{2} \quad (\text{IV.4})$$

Le flux convectif à travers la face E devient alors :

$$\int_{SE} \rho V n ds \approx u_E \dot{m}_E \quad (\text{IV.5})$$

Une interpolation type puissance (power Law Schème) peut être utilisée pour approximer le flux convectif. Les flux convectifs à travers les faces ouest, nord et sud sont approximés de la même façon.

Le calcul des termes diffusifs nécessitent la connaissance de contraintes τ_{xx} et τ_{yx} à la face E.

$$(\tau_{xx})_E \approx 2 \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right)_E \approx 2 \mu \frac{u_{ee} - u_e}{\Delta x} \quad (\text{IV.6})$$

$$(\tau_{yx})_E \approx 2 \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)_E \approx 2 \mu \frac{v_{en} - v_n}{\Delta x} + \mu \frac{u_{en} - u_e}{\Delta y} \quad (\text{IV.7})$$

Notons que τ_{xx} est évaluée à la face E de U.C.V et τ_{yx} à la face E de V.C.V

Pour les autres faces, on obtient des expressions similaires.

Le terme de pression est approximé comme suit :

$$-\int P n ds \approx -(P_E S_E - P_P S_P) \quad (\text{IV.8})$$

La formule intégrale de l'équation de quantité de mouvement suivant (OY) s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho v d\Omega + \int_s \rho v V n ds = \int_s \tau_v n ds - \int_s P_v n ds + \int_{\Omega} (\rho + \rho_0) g d\Omega + S_v \quad (\text{IV.9})$$

De la même manière on approxime les différents termes de l'équation (IV.9):

Le terme source (force d'ARCHIMÈDE) est approximé par :

$$\int_{\Omega} (\rho - \rho_0) g d\Omega \approx (\rho - \rho_0) g d\Omega \quad (IV.10)$$

Avec :

$$\Delta\Omega \approx \frac{1}{2} (x_i - x_{i-1}) (y_{j+1} - y_{j-1}) \quad (IV.11)$$

Finalement la discrétisation des équations de conservation de quantité de mouvement sur les deux grilles donne respectivement :

$$\begin{cases} a_e u_e = a_{ee} u_{ee} + a_{ne} u_{ne} + a_{we} u_{we} + a_{se} u_{se} + (P_p - P_E) A_e + b_u \\ a_n v_n = a_{nn} v_{nn} + a_s v_s + a_{ne} v_{ne} + a_{nw} v_{nw} + (P_p - P_N) A_n + b_v \end{cases} \quad (IV.12)$$

$$\quad (IV.13)$$

Avec : b_u et b_v désigne le terme source.

Ici : $A_e = \Delta y$ et $A_n = \Delta x$ de sorte que $(p_p - p_E) \Delta y$ représente la force de pression sur le volume de contrôle de la vitesse u .

Ceci s'écrit aussi sous la forme condensée classique :

$$\begin{cases} a_c u_c = \sum a_{voisins} u_{voisins} + A_e (p_p - p_E) + b_u \\ a_n v_n = \sum a_{voisins} v_{voisins} + A_n (p_p - p_N) + b_v \end{cases} \quad (IV.14)$$

$$\quad (IV.15)$$

IV.3 Discretisation de l'équation d'énergie :

La forme intégrale de l'équation d'énergie s'écrit [48] :

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho T d\Omega + \int_s \rho T u n ds + \int_s \rho T v n ds = \int_s \frac{\lambda}{c} \text{grad} T n ds + S_T \quad (IV.16)$$

L'approximation de flux convectif :

$$F_c^c = \int_{sc} \rho T u n ds \approx \dot{m}_c T_c \quad (\text{IV.17})$$

$$F_n^c = \int_{sn} \rho T v n ds \approx \dot{m}_n T_n \quad (\text{IV.18})$$

L'approximation de flux diffusif donne :

$$\int_{sc} \frac{\lambda}{c} \text{grad} T n ds \approx \left(\frac{\lambda}{c} \frac{\partial T}{\partial x} \right) \Delta y = \frac{\lambda/c}{x_E - x_p} (T_E - T_p) \Delta y \quad (\text{IV.19})$$

La forme finale discrétisée de l'équation d'énergie aura la même forme des équations de quantité de mouvement :

$$a_p T_p = \sum a_{\text{voisin}} \times T_{\text{voisin}} + S_p \quad (\text{IV.20})$$

IV.4 Principe de SIMPLE:

Le principe de SIMPLE consiste à partir d'un champ de pression estimé P^* au départ ou l'itération précédente, on déduit le champ des vitesses à l'aide des relations (IV.17) et (IV.18) [48].

On a donc :

$$\begin{cases} a_c u_c^* = \sum a_{\text{voisin}s} u_{\text{voisin}s}^* + A_c (p_p^* - p_E^*) + b_U \\ a_n v_n^* = \sum a_{\text{voisin}s} v_{\text{voisin}s}^* + A_n (p_p^* - p_N^*) + b_V \end{cases} \quad (\text{IV.21})$$

$$\begin{cases} a_c u_c^* = \sum a_{\text{voisin}s} u_{\text{voisin}s}^* + A_c (p_p^* - p_E^*) + b_U \\ a_n v_n^* = \sum a_{\text{voisin}s} v_{\text{voisin}s}^* + A_n (p_p^* - p_N^*) + b_V \end{cases} \quad (\text{IV.22})$$

La pression est ensuite corrigée d'une quantité P' qui induit une correction sur les vitesses u' et v' de sorte que les nouveaux champs s'écrivent :

$$p = p^* + p' \quad (\text{IV.23})$$

$$u = u^* + u' \quad (\text{IV.24})$$

$$v = v^* + v' \quad (\text{IV.25})$$

Les corrections sur les vitesses se déduisent facilement en soustrayant membre à membre le système (IV.12) et (IV.13) du système (IV.21) et (IV.22).

On obtient alors :

$$\begin{cases} a_c u_c^* = \sum a_{voisin_s} u'_{voisin_s} + A_c (p'_p - p'_E) + b_U & (IV.26) \\ a_n v_n^* = \sum a_{voisin_s} v'_{voisin_s} + A_n (p'_p - p'_N) + b_V & (IV.27) \end{cases}$$

L'hypothèse de l'algorithme SIMPLE consiste en outre à négliger les somme dans les équations précédentes (ces termes sont nuls si la solution correcte est obtenue) :

$$\begin{cases} a_c u_c' = A_c (p'_p - p'_E) + b_U & (IV.28) \\ a_n v_n' = A_n (p'_p - p'_N) + b_V & (IV.29) \end{cases}$$

Des expressions similaires sont obtenues pour u_w et v_s .

Ainsi les corrections sur les vitesses sont déduites directement de manière explicite à partir de la correction de pression qui est déterminée à partir d'une discrétisation de l'équation de continuité.

L'intégrale de l'équation de continuité sur le volume de contrôle fini centré en P conduit à :

$$u_c = \Delta y - u_m \Delta y + v_n \Delta x - v_s \Delta x = 0 \quad (IV.30)$$

Ceci s'écrit aussi :

$$\begin{aligned} & \left[u_c^* + A_c \frac{(P'_p - P'_c)}{a_c} - u_w^* - A_w \frac{(P'_w - P'_p)}{a_w} \right] \Delta y + \\ & \left[v_c^* + A_n \frac{(P'_p - P'_n)}{a_n} - v_s^* - A_s \frac{(P'_s - P'_n)}{a_s} \right] \Delta x + b_U + b_V = 0 \end{aligned} \quad (IV.31)$$

En regroupant les différents termes, l'équation (IV.31) peut être mise finalement sous la forme standard :

$$a_p P_p = a_E P_E + a_w P_w + a_N P_N + a_s P_s + b \quad (\text{IV.32})$$

Avec :

$$a_p = (A_e/a_e + A_w/a_w)\Delta y + (A_N/a_N + A_s/a_s)\Delta x \quad (\text{IV.33})$$

$$a_E = A_e \Delta y / a_e \quad (\text{IV.34})$$

$$a_w = A_w \Delta y / a_w \quad (\text{IV.35})$$

$$a_N = A_N \Delta x / a_n \quad (\text{IV.36})$$

$$a_s = A_s \Delta x / a_s \quad (\text{IV.37})$$

$$b = (u_w^* - u_e^*)\Delta y + (v_s^* - v_n^*)\Delta x + b_U + b_V \quad (\text{IV.38})$$

L'équation (IV.32) est appelée équation de correction de la pression.

IV.5 Couplage vitesse –pression :

Le couplage vitesse-pression est traité en résolvant les équations de quantité de mouvement et une équation pour la pression dérivée d'une combinaison de l'équation de continuité et celles de quantité de mouvement. "Fluent" dispose de trois algorithmes de couplage (SIMPLE, SIMPLEC, PISO) [48] dont le premier sera brièvement décrit ci-dessous.

IV.6 L'algorithme SIMPLE :

L'algorithme SIMPLE, « Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations » permet de résoudre le système d'équations discrétisées (Fluent, 2001) [48].

Cet algorithme stipule l'existence d'une relation entre les vitesses corrigées et les pressions corrigées, en vue de vérifier l'équation de conservation de la masse.

Le schéma représentatif de ce processus itératif est le suivant :

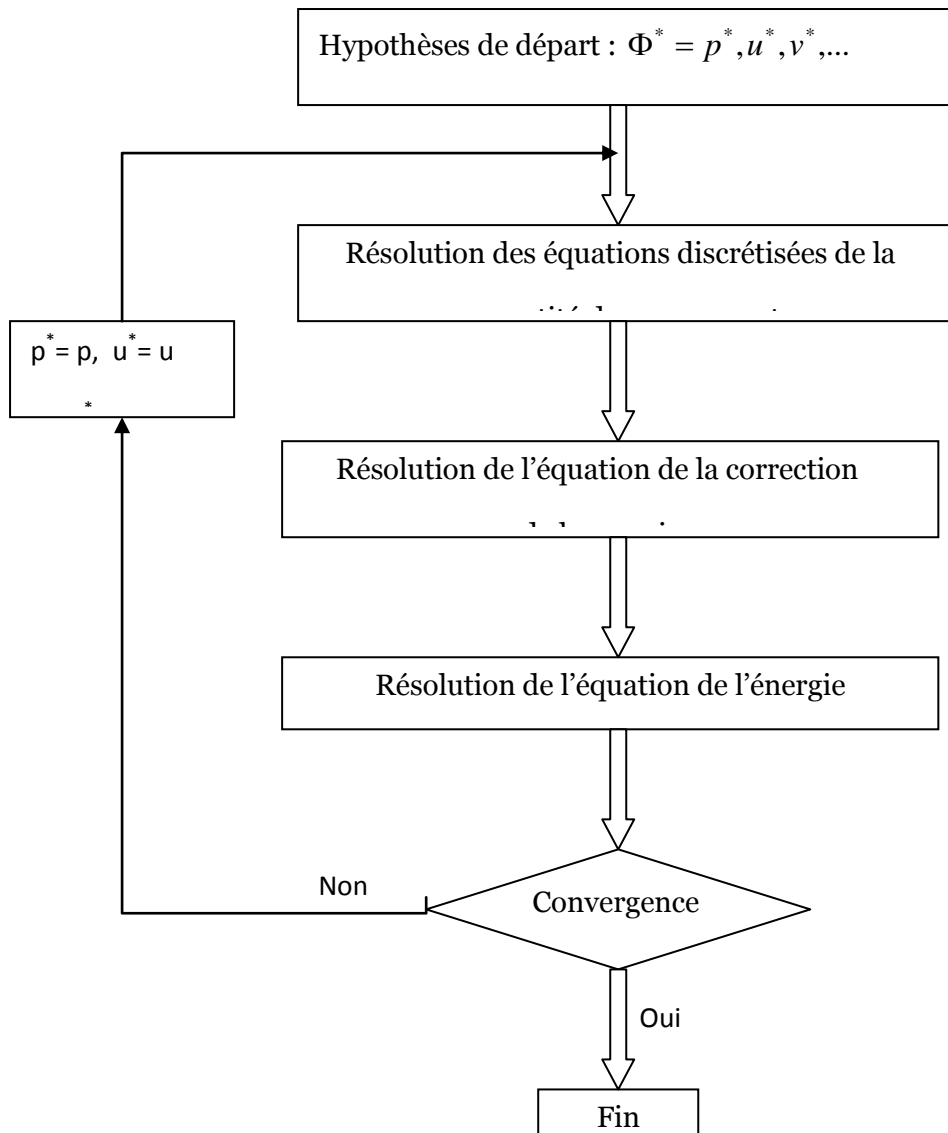


Figure (IV.6) : Schéma représentatif de l'algorithme SIMPLE [48]

u , et v sont les deux composantes du vecteur vitesse. P représente la pression. Φ^* est défini par : $\Phi = \Phi^* + \Phi'$. Φ' est une correction.

IV .7 Présentation du logiciel FLUENT :

IV .7 .1 Introduction

Le logiciel Gambit est un mailleur 2D/3D; pré-processeur qui permet de mailler des domaines de géométrie d'un problème de CFD (Computational Fluid Dynamics). Il génère des fichiers*.msh pour Fluent. Fluent est un logiciel qui permet de résoudre et

simuler des problèmes de mécanique des fluides et de transferts thermiques par la méthode des volumes finis.

Gambit regroupe trois fonctions :

- définition de la géométrie du problème.
- le maillage et sa vérification.
- la définition des frontières (Types de conditions aux limites) et définitions des domaines de calculs.

IV .8 Présentation de Gambit : [51]

IV .8.1 Démarrage de Gambit

Le chemin de l'application de Gambit est le suivant :

:/Fluent.Inc/ntbin/ntx86/Gambit.exe

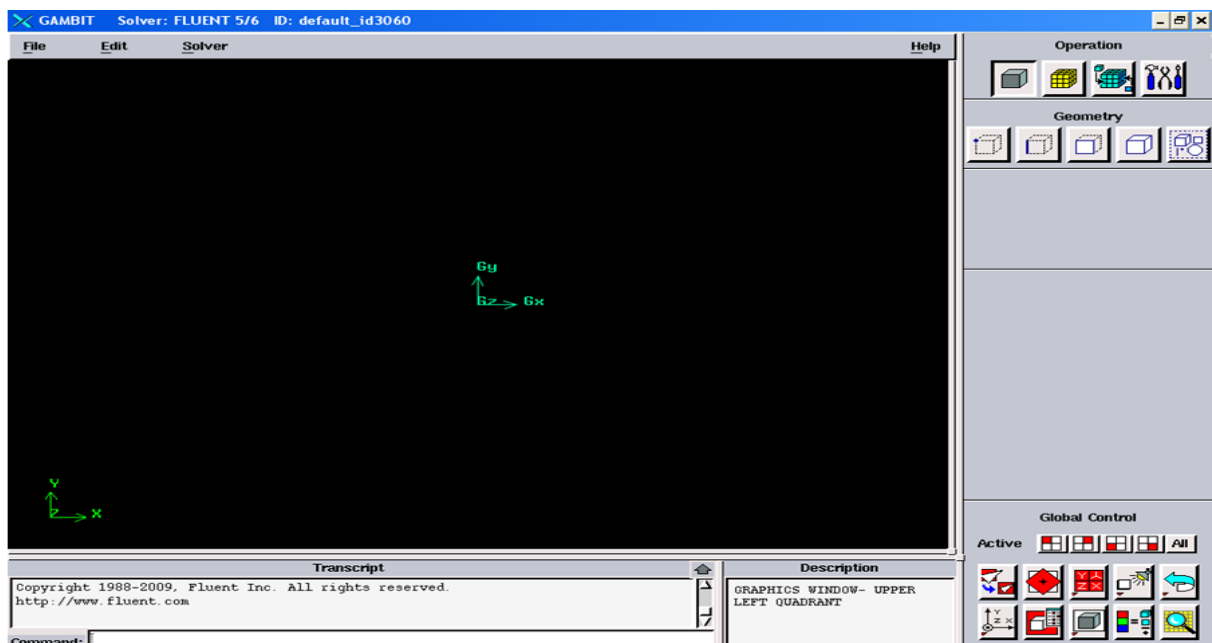


Figure IV.7 : Lancement du Gambit



IV .8.2 Construction de la géométrie

La finalité de la construction de la géométrie est de définir les domaines de calcul qui seront des faces dans un problème 2D et des volumes dans un problème 3D.

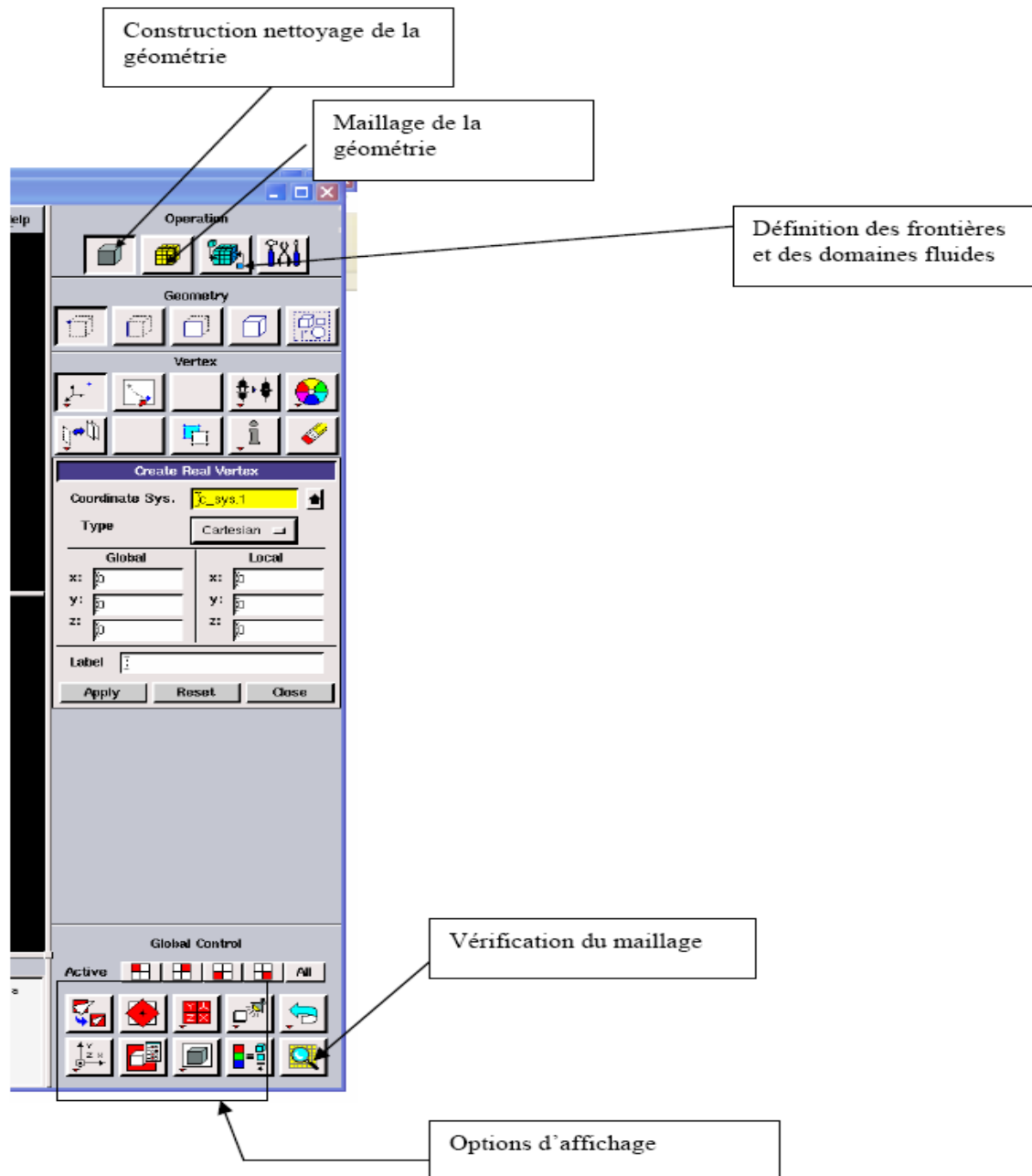


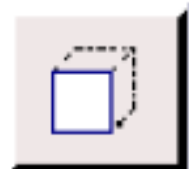




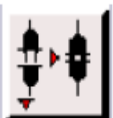


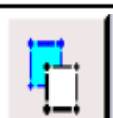
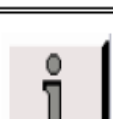



Figure IV.8 : Les opérations pour construire une géométrie


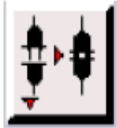


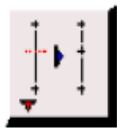
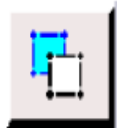
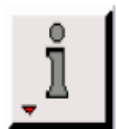

Commandes pour la construction de la géométrie :

<i>Symbole</i>	<i>Commande</i>
	Point
	Segment
	Face
	Volume
	Group


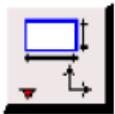

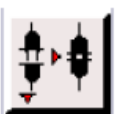
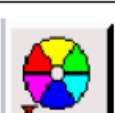

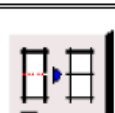



Commandes d'un point

<i>Symboles</i>	<i>Commande</i>	<i>Description</i>
	Créer point	Crée un point réel aux coordonnées spécifiées
	Glisser un point virtuel	Change la position d'un point virtuel au long d'un segment ou d'une face
	Connecter / séparer des points	Connecte des point réels ou virtuels/ sépare des points qui sont communs à deux ou plus d'une entités.
	Modifier la couleur d'un point	Change la couleur d'un point
	Déplacer/Copier un point	Déplace et/ou copie des points
	Convertir des points	Convertit les points non réels en points réels
	Récapituler Contrôle des points Recherche de points	Affiche les informations d'un point
	Supprimer un point	Supprime un point réel ou virtuel










Commandes d'un segment

<i>Symboles</i>	<i>Commande</i>	<i>Description</i>
	Créer un segment	Crée un segment réel à partir de points existants
	Connecter / séparer des segments	Connecte des segment réels ou virtuels/ sépare des segments qui sont communs à deux ou plus d'une entités.
	Modifier la couleur d'un segment	Change la couleur d'un segment
	Déplacer/Copier un segment	Déplace et/ou copie des segments
	Split Edges Merge Edges	Fractionner des segments ou merger des segments
	Convertir des segments	Convertit les segments non réels en segments réels
	Récapituler Contrôle des segments Recherche de segments	Affiche les informations d'un segment
	Supprimer un segment	Supprime un segment réel ou virtuel

Commandes relatives à une face

<i>Symboles</i>	<i>Commande</i>	<i>Description</i>
	Former une face	Crée une face réelle à partir de segments existants
	V. Créer une face	Créer une face à partir d'une forme primitive
	Opérations booléennes	Union, soustraction et intersection de faces
	Connecter / séparer des faces	Connecte des face réelles ou virtuelles/ sépare des faces qui sont communes à deux ou plus d'entités.
	Modifier la couleur d'une face	Change la couleur d'une face
	Déplacer/Copier une face	Déplace et/ou copie des faces
	Split faces Merge faces	Fractionner ou merger des faces
	Convertir des faces	Convertit les faces non réelles en faces réelles
	Récapituler Contrôler des faces Rechercher des faces	Affiche les informations d'une face
	Supprimer une face	Supprimer une face réelle ou virtuelle

Commandes relatives à un volume

<i>Symboles</i>	<i>Commande</i>	<i>Description</i>
	Former un volume	Crée un volume réel à partir de faces existantes
	VI. Créer un volume	Créer un volume à partir d'une forme primitive
	VII. Opérations booléennes	Union, soustraction et intersection de volumes
	Modifier la couleur d'un volume	Change la couleur d'un volume
	Déplacer/Copier un volume	Déplace et/ou copie des volumes
	Split volumes Merge volumes	Fractionner ou merger des volumes
	Convertir des volumes	Convertit les volumes non réels en volumes réels
	Récapituler Contrôler des volumes Rechercher des volumes	Affiche les informations d'un volume
	Supprimer un volume	Supprimer un volume réel ou virtuel

IV .8.3 Maillage

La génération du maillage (2D ou 3D) est une phase très importante dans une analyse CFD, vu l'influence de ses paramètres sur la solution calculée. Ce menu permet de mailler en particulier une ligne de la géométrie, à savoir disposer les nœuds avec des conditions particulière (utilisation d'un ratio pour modifier la pondération du maillage, application de formes différentes de maillage).

IV .8.3.1 Maillage structuré (quadra/hexa)

Il est beaucoup plus facile de le générer en utilisant une géométrie à multi bloc, il présente les avantages suivants :

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

Les inconvénients sont :

- Difficile à le générer dans le cas d'une géométrie complexe.
- Difficile d'obtenir une bonne qualité de maillage pour certaines géométries complexes.

IV .8.3.2 Maillage non structuré (tri/tétra.)

Les éléments de ce type de maillage sont générés arbitrairement sans aucune contrainte quant à leur disposition.

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.

Les inconvénients sont :

- Très gourmand en nombre de mailles comparativement au maillage structuré.

- Engendre des erreurs numériques (fausse diffusion) qui peuvent être plus importantes si l'on compare avec le maillage structuré.

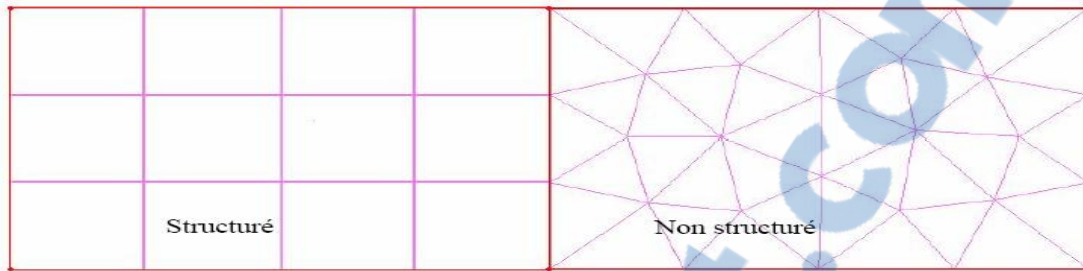


Figure IV.9 : Maillage structuré et non structuré

IV .8.3.3 Maillage hybride

Maillage généré par un mélange d'éléments de différents types, triangulaires ou quadrilatéraux en 2D, tétraédriques, prismatiques, ou pyramidaux en 3D.

Ses avantages :

- Combine entre les avantages du maillage structuré et ceux du maillage non structuré.

Pour notre étude, le maillage du domaine de calcul est donné par la figure III.3'.

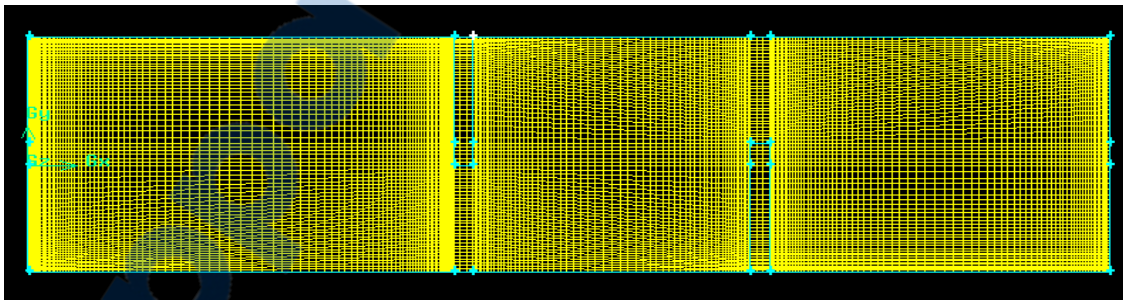


Figure IV.10 : Le maillage de notre étude

IV .8.4 Définition des frontières

Sélectionner dans le menu « **Solver** » le type du solveur « **FLUENT5/6** » puis définir les frontières.

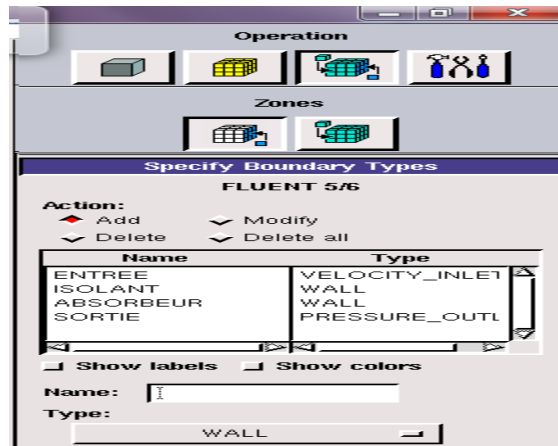


Figure IV.11: Définition des frontières

IV .8.5 Exportation du maillage

Le maillage peut être alors exporté dans un fichier pour lecture avec FLUENT.

File → Export → Mesh

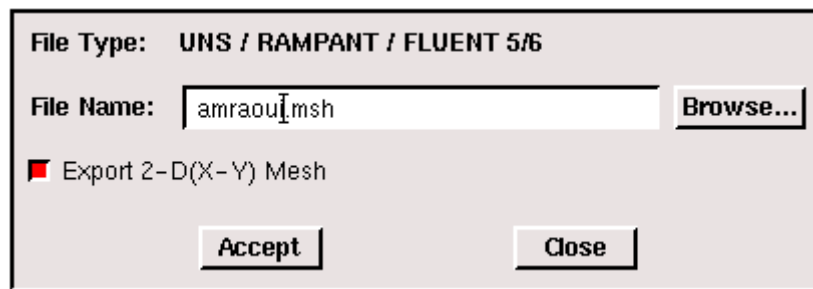


Figure IV.12 : Exportation du maillage

Donner un nom au fichier et sélectionner le maillage “2-D”, puis sauvegarder le fichier Gambit :

File → Save As

IV .9 Présentation de Fluent

IV .9.1 Importation de la géométrie

Pour commencer la simulation il faut importer le fichier (*.msh) généré sous Gambit.

File → Read → Case...

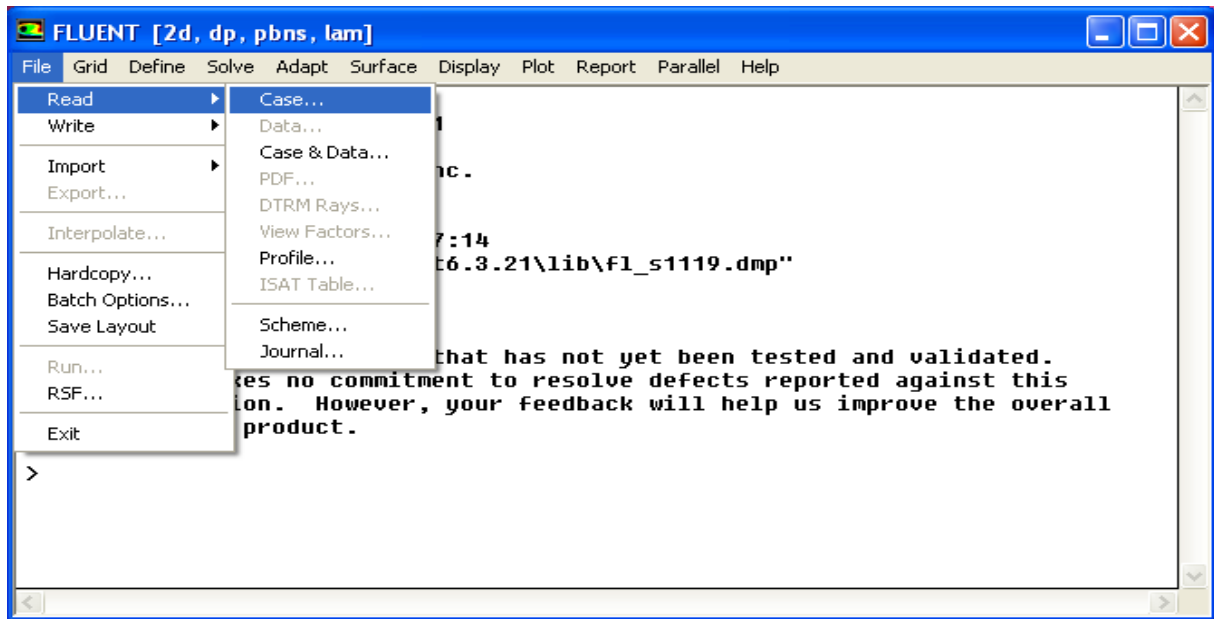
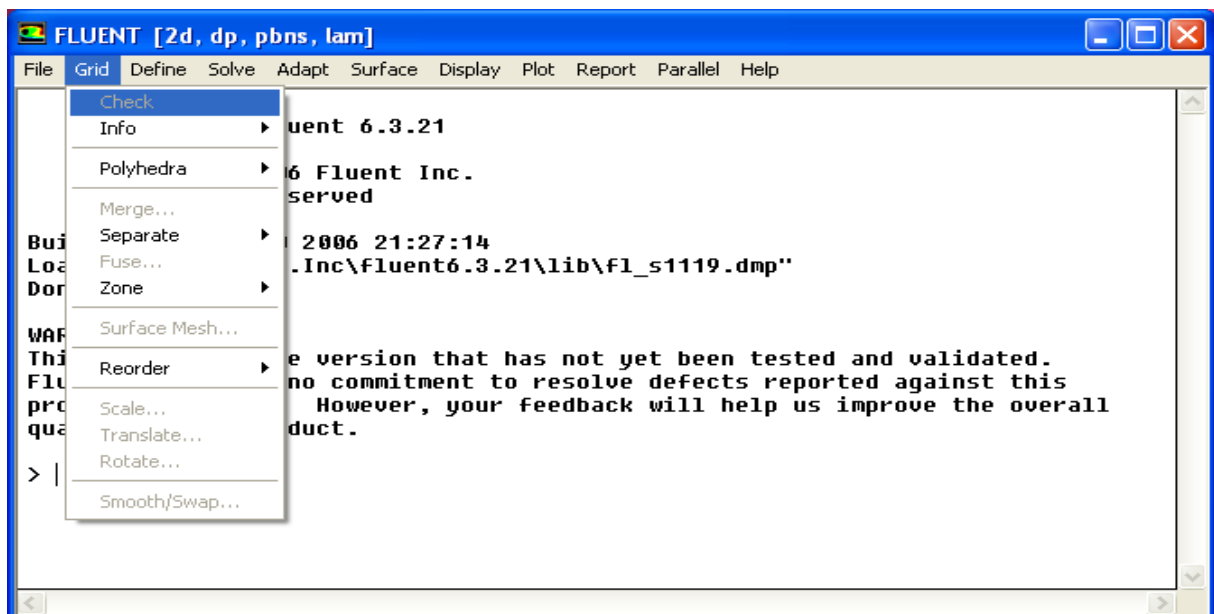


Figure IV.13 : Importation de la géométrie

IV .9.2 Vérification du maillage importé

Grid → Check

Ceci permet de vérifier si le maillage importé ne contient pas d'erreurs ou de volumes négatifs.



IV .9.3 Vérification de l'échelle

Grid → Scale

Il faut toujours vérifier que les dimensions affichées correspondent aux dimensions physiques du problème.

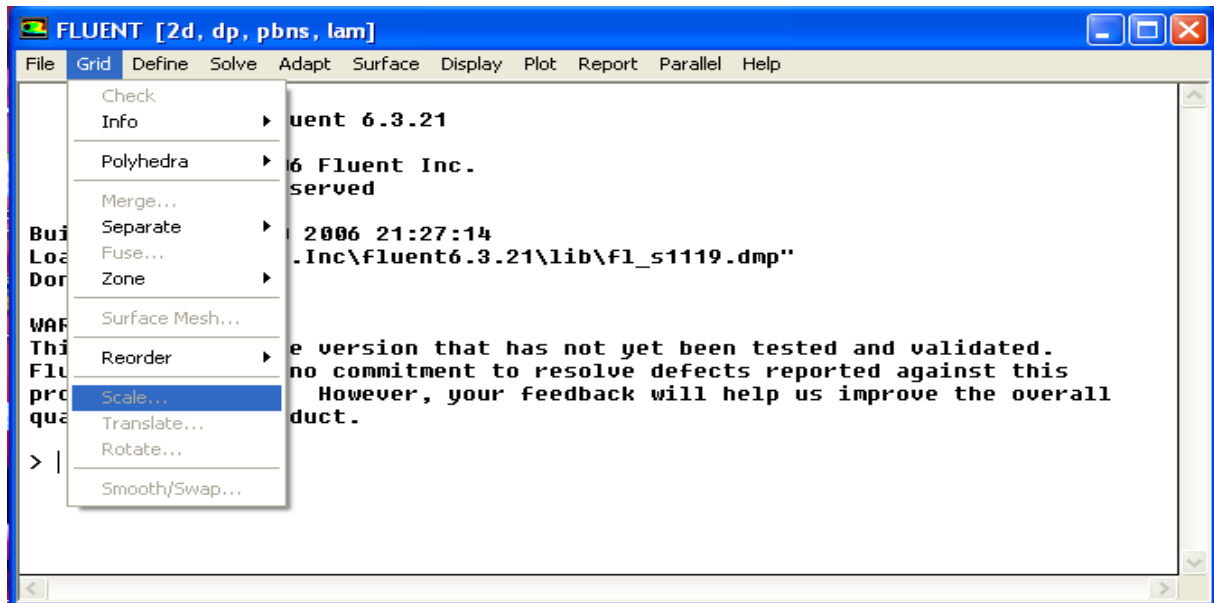


Figure IV.15 : Vérification des unités

IV .9.4 Choix du solveur

Define → Models → Solver...

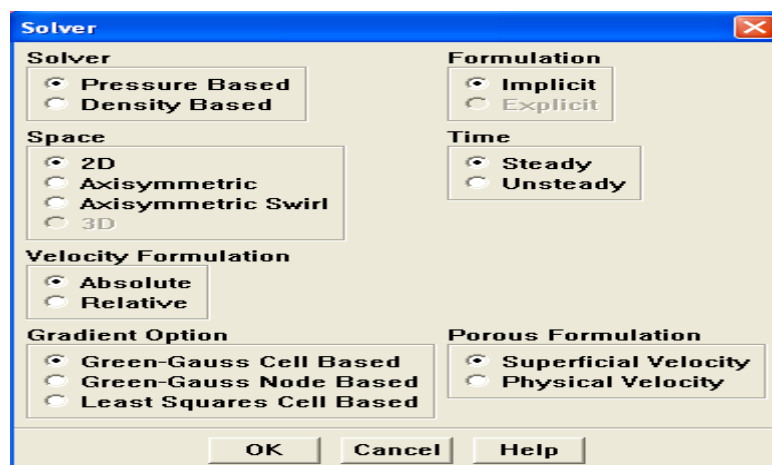


Figure IV.16 : Choix du solveur

- **Segregated Solver** : est le plus approprié pour les écoulements incompressibles (Ventilateurs, pompes...)

- **Coupled Solvers**, les solveurs « coupled implicit » et « coupled explicit », sont plutôt réservés aux écoulements compressibles à grande vitesse.

C'est là aussi qu'on choisit le régime d'écoulement ; permanent ou instationnaire.

IV .9.5 L'équation de l'énergie

Define → **Models** → **Energy...**

L'instruction énergie doit être activée pour l'étude du champ thermique.

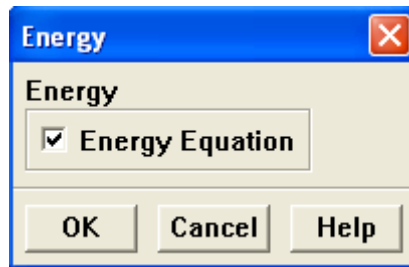


Figure IV.17 : Equation de l'énergie

IV .9.6 Choix du modèle de turbulence

Define → **Models** → **Viscous**

Fluent propose différentes modélisations de l'écoulement turbulent. Parmi lesquels les écoulements non visqueux, laminaires, turbulents ... etc.

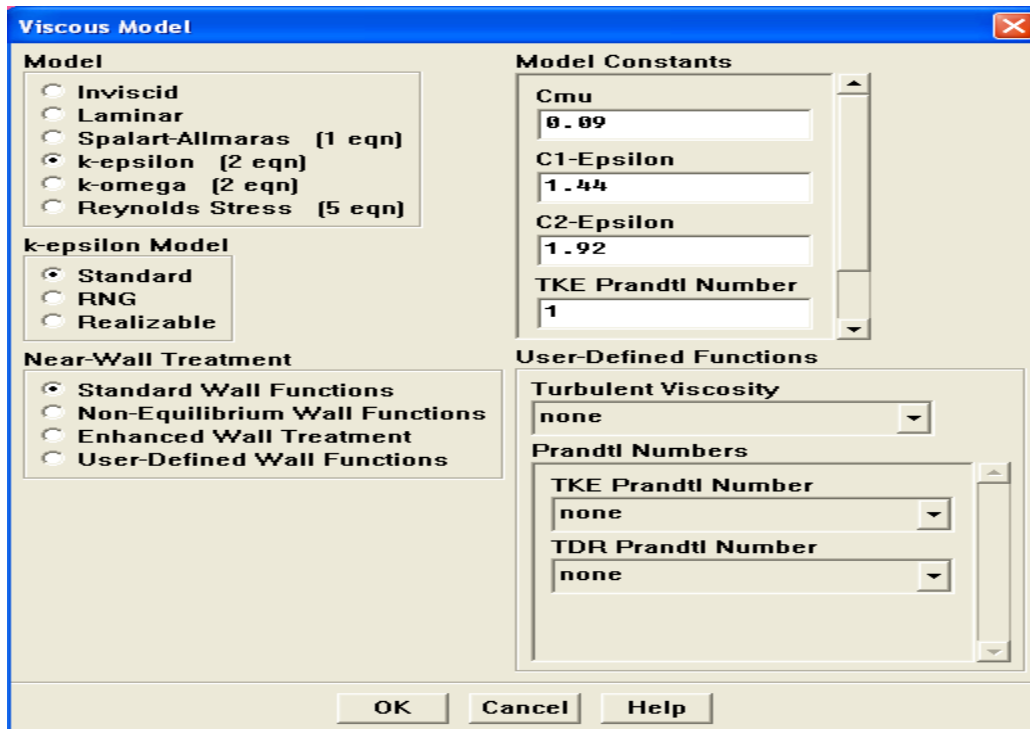


Figure IV.18 : Choix du modèle de turbulence

IV .9.7 Définition des caractéristiques du fluide

Define —> **Materials**

Les caractéristiques du fluide sont chargées à partir de la bibliothèque de données de Fluent.

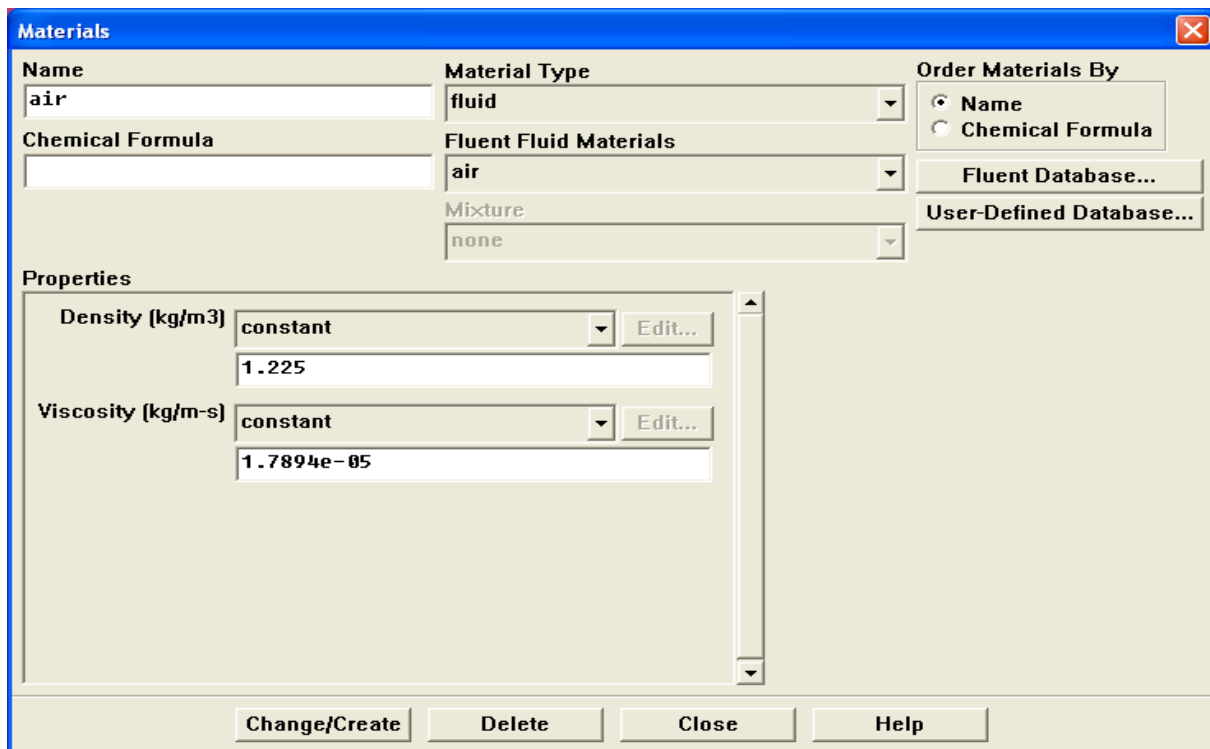


Figure IV.19 : Définition des caractéristiques du fluide

IV .9.8 Operating conditions

Define → Operating conditions

Avant de choisir les conditions aux limites, il faut choisir d'abord la valeur de la pression de référence « operating conditions ».

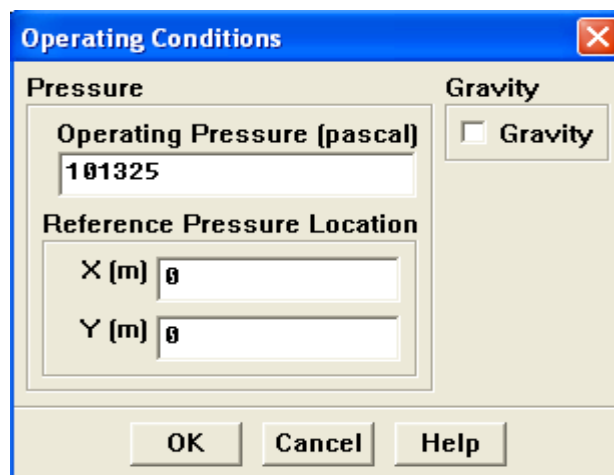


Figure IV.20 : Choix de la pression de référence

IV .9.9 Conditions aux limites

Define → Boundary Conditions

Ensuite, il faut fixer les valeurs des conditions aux limites.

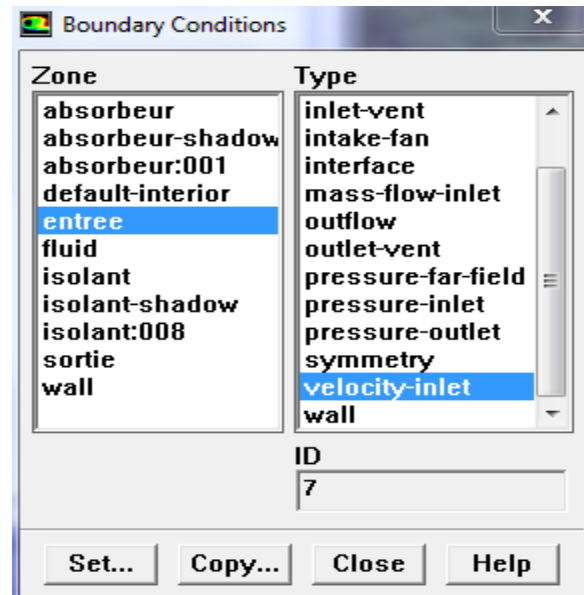


Figure IV.21 : Valeurs des conditions aux limites

Velocity inlet

Utilisée pour des écoulements incompressibles ou moyennement compressibles, quand la vitesse d'entrée est connue.

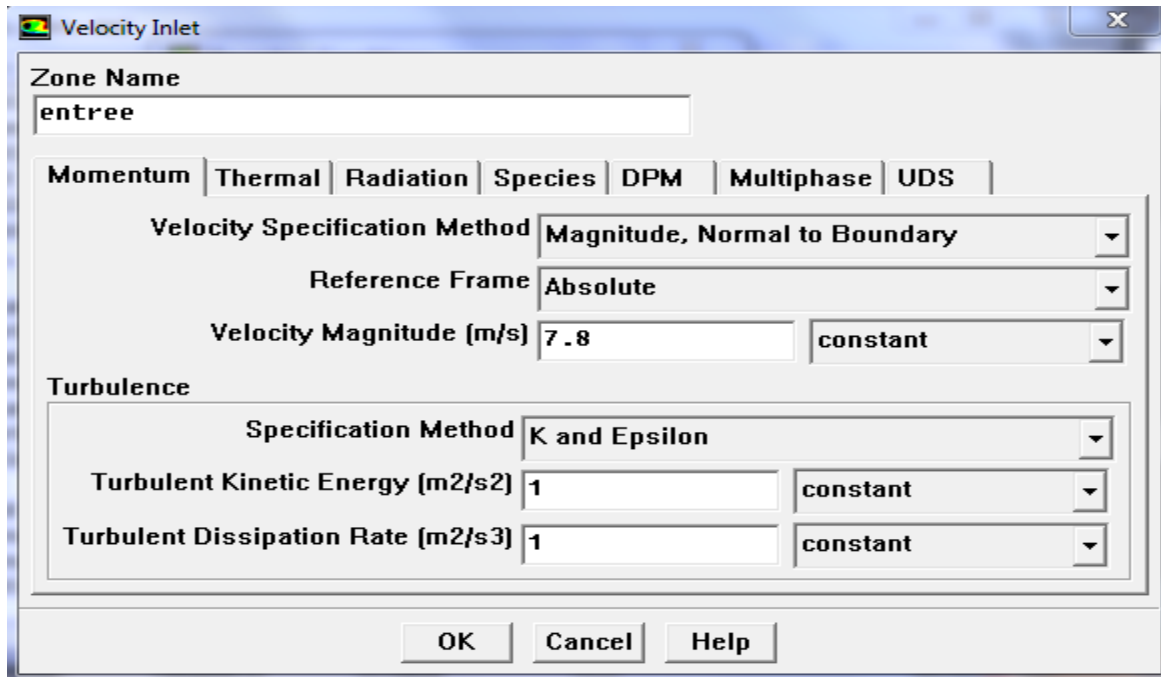


Figure IV.22: Vitesse d'entrée

Wall

Il est utilisé pour délimiter les régions solides des régions fluides.

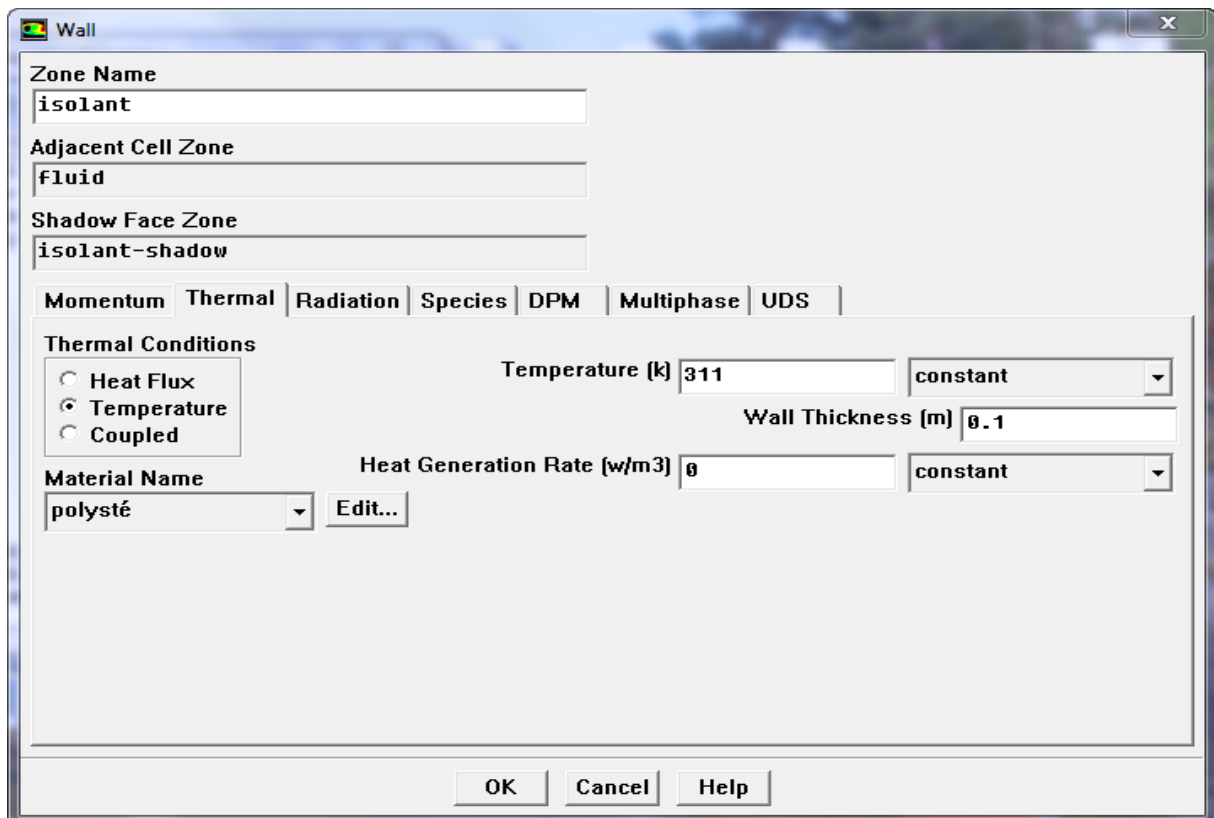


Figure IV.23 : Parois inférieure et supérieure

Pressure Outlet

Spécifie la pression statique de sortie.

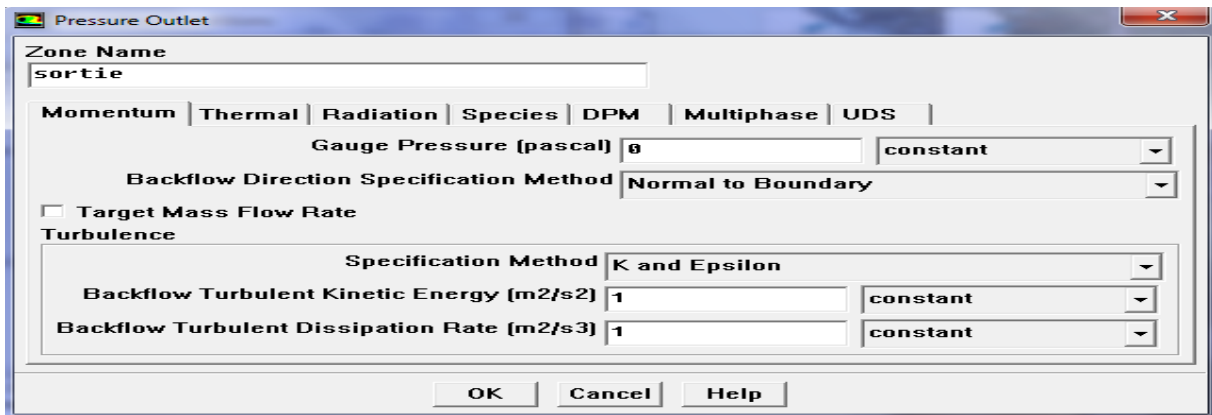


Figure IV.24 : Pression à la sortie

IV .9.10 Choix d'ordre des équations et l'algorithme

Solve → Controls → Solution...

Ceci permet de spécifier le degré d'ordre des équations à résoudre, ainsi l'algorithme.

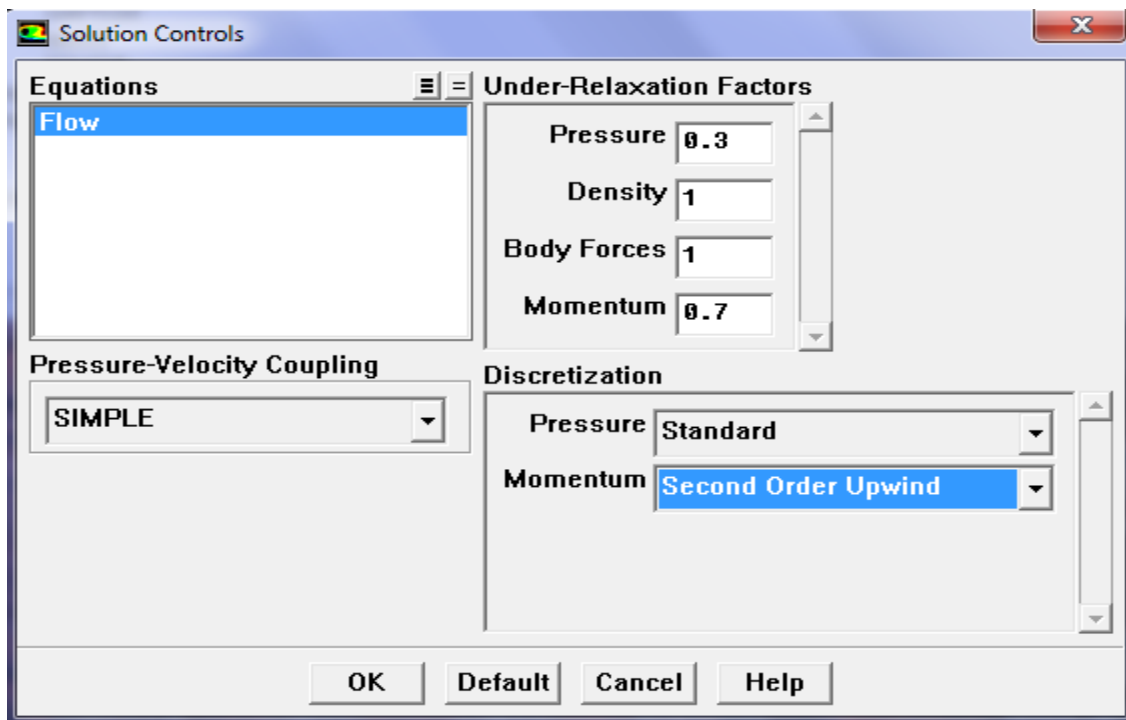


Figure IV.25: Choix d'ordre des équations et l'algorithme

IV .9.11 Initialisation

Solve → Initialize → Initialize...

Cette fonction permet d'initialisé le calcul.

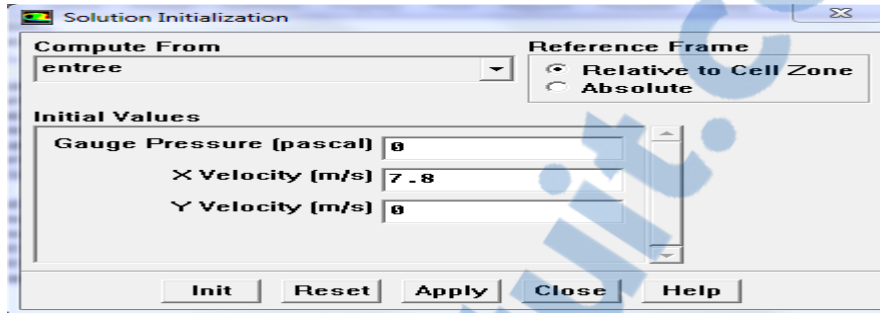


Figure IV.26: Initialisation du calcul

IV .9.12 Choix des critères de convergence

Solve → Monitors → Residual...

Il s'agit ici de choisir les critères qui doivent être vérifiés pour que les calculs de la simulation s'arrêtent.

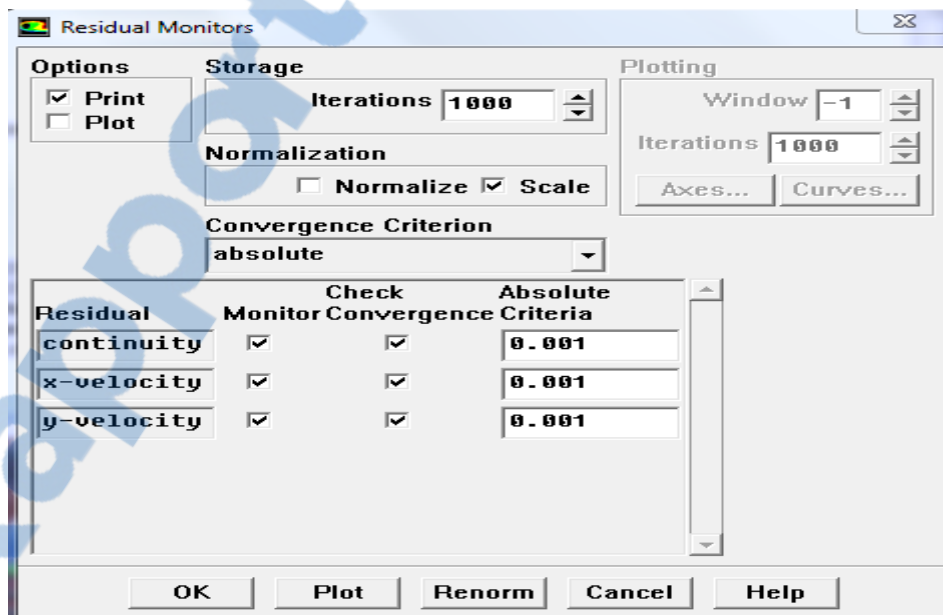


Figure IV.27 : Choix des critères de convergence

Pour afficher la convergence à l'écran pendant les calculs sous forme d'un graphe, il faut activer l'option Plot. Il est possible de désactiver certains critères d'arrêt de la simulation en décochant la case de convergence.

IV .9.13 Lancement du calcul

Solve → Iterate...

Pour commencer les calculs il faut d'abord choisir le nombre des itérations.

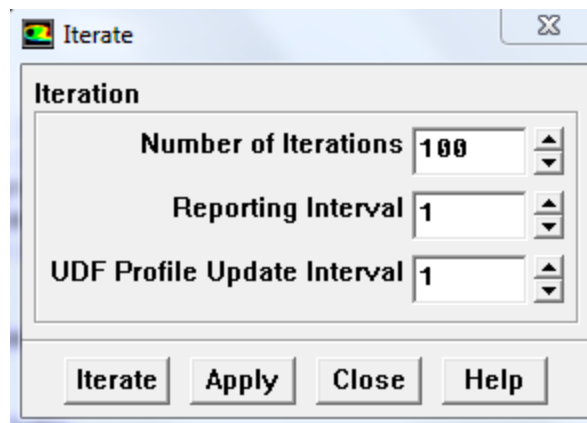


Figure IV.28 : Choix du nombre des itérations

La figure (III.22) montre la convergence de la solution. La précision de la convergence est nettement meilleur (10^{-6}).

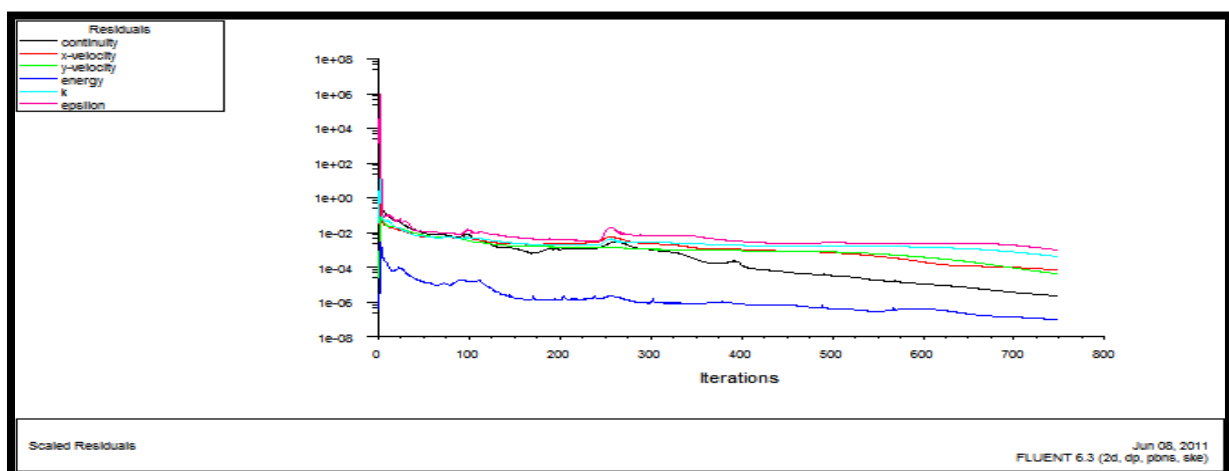


Figure IV.29 : La convergence de la solution

Chapitre V

Résultats et Interprétations

V.1 problématique :

Pour l'amélioration des performances de capteur solaire, modèle de demartini figure V.1' nous avons ajoutée des rugosités au niveaux de l'isolant pour augmenter la surface d'échange entre l'absorbeur et le fluide caloporteur.

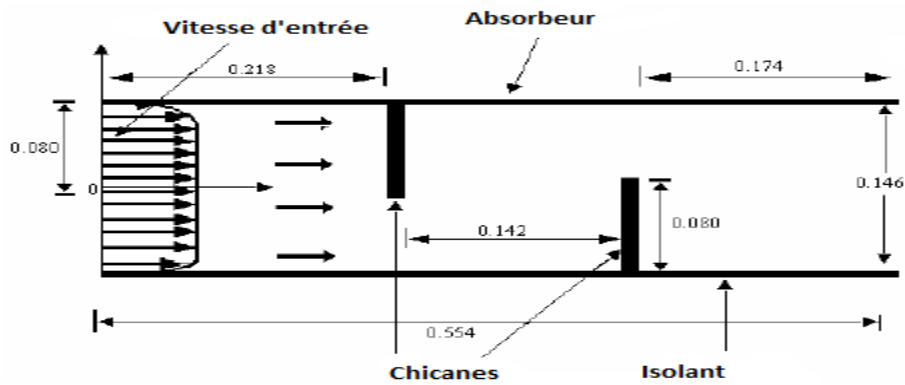


Figure V.1' - La géométrie étudiée

Nous avons quatre cas étudié :

- 1- modèle sans rugosité figure V.1'
- 2- modèle avec rugosité rectangulaire au niveau de l'isolant :

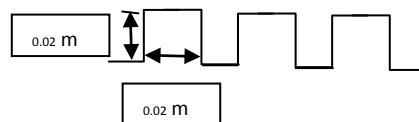


Figure V. a- rugosité rectangulaire

- 3- modèle avec rugosité triangulaire au niveau de l'isolant :

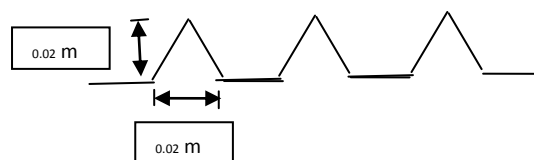


Figure V. b- rugosité triangulaire

- 4- modèle avec rugosité circulaire au niveau de l'isolant :

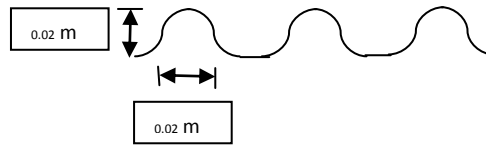


Figure V. c- rugosité circulaire

V.2 Description de la géométrie :

Les dimensions du canal présentées dans ce travail :

- La longueur du capteur : $L = 0.554$ m
- La hauteur des chicane : $h = 0.08$ m
- L'espace entre l'entrée et la chicane supérieure : $L_1 = 0.218$ m
- L'espace entre les deux chicane : $L_2 = 0.142$ m
- L'espace entre la chicane inférieure et la sortie : $L_3 = 0.174$ m
- L'espace entre l'absorbeur et l'isolant : $L_3 = 0.146$ m
- L'épaisseur des chicane : $e_{chi} = 0.01$ m
- La rugosité de la paroi : $\varepsilon_p = 0.02$ m

V.3 Le système d'équation :

V.3.1 Conservation de la masse :

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (V.1)$$

V.3.2 Conservation de la quantité de mouvement :

V.3.2.1 Conservation de la quantité de mouvement suivant la direction axiale :

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[(\mu + \mu_t) \left(2 \frac{\partial u}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \quad (\text{V.2})$$

V.3.2.2 Conservation de la quantité de mouvement suivant la direction radiale :

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left[(\mu + \mu_t) \left(2 \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \quad (\text{V.3})$$

V.3.3 Conservation d'énergie :

V.3.3.1 Conservation d'énergie dans le fluide :

$$\rho u \frac{\partial T}{\partial x} + \rho v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\frac{\mu}{\text{Pr}} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\frac{\mu}{\text{Pr}} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial y} \right] \quad (\text{V.4})$$

V.3.3.2 Conservation d'énergie dans la paroi :

$$\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) = 0 \quad (\text{V.5})$$

V.3.4 Energie cinétique turbulente k :

$$\rho u \frac{\partial k}{\partial x} + \rho v \frac{\partial k}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (\text{V.6})$$

V.3.5 Energie de dissipation ε :

$$\rho u \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} + \rho v \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right] + (C_{\varepsilon 1} f_1 P_k - \rho C_{\varepsilon 2} f_2 \varepsilon) \frac{\varepsilon}{k} \quad (\text{V.7})$$

P_k Représente le terme de production d'énergie cinétique

$$P_k = \mu_t \left[2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (\text{V.8})$$

La viscosité turbulente est calculée par :

$$\mu_t = f_\mu \rho c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{V.9})$$

Les constantes empiriques du modèle $k-\varepsilon$ standard sont : $C_\mu = 0.09$, $C_{\varepsilon 1} = 1.44$, $C_{\varepsilon 2} = 1.44$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$, $\sigma_t = 0.9$, $f_1 = f_2 = f_\mu = 1.0$

V.4 Les conditions aux limites :

- La vitesse de l'air à l'entrée : $U_0 = 7,8 \text{ m/s}$
- La température de l'air à l'entrée $T_e = 300^\circ\text{K}$
- L'énergie cinétique turbulente à l'entrée $k = 0,005 \cdot U_0^2 = 0,3042 \text{ m}^2/\text{s}^2$
- L'énergie de dissipation à l'entrée $\varepsilon = 0,1 \cdot k^2 = 0,009253764 \text{ m}^2/\text{s}^3$
- La température de l'absorbeur et de la chicane supérieure : $T_{\text{abs}} = 380^\circ\text{K}$
- La température de l'isolant et de la chicane inférieure : $T_{\text{iso}} = 340^\circ\text{K}$
- La pression à la sortie : $P_s = P_{\text{atm}}$
- La température à la sortie : $T_s = 360^\circ\text{K}$

V.5 Validation des résultats :

Les résultats de la simulation numérique ont été validés avec les travaux de Demartini [50]. Ces résultats sont donnés par la figure V-0. La figure montre une bonne concordance entre nos résultats et les résultats de Demartini.

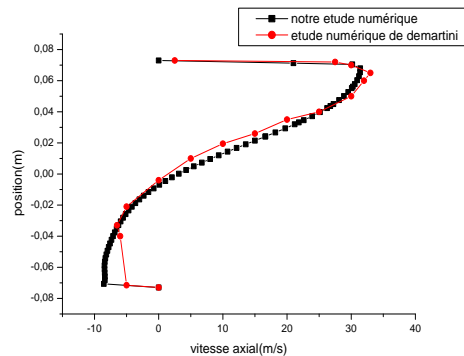


Figure V-1''-comparaison des résultats

V.6. Discussions et interprétations :

Les travaux de simulation sont classés en quatre types :

- 1- surface de l'isolante sans rugosité.
- 2- surface de l'isolante avec rugosité rectangulaire.
- 3- surface de l'isolante avec rugosité triangulaire.
- 4- surface de l'isolante avec rugosité circulaire.

V.6.1 les lignes de courant :

La configuration générale des lignes de courant pour les quatre types étudiés est similaire. A l'entrée, la vitesse est uniforme juste en amont de la première chicane zone « A », le fluide forme un volume mort (l'écoulement est stagné dans cet endroit). L'arrêt vif amont présente un point de décollement zone « B », Cependant, l'écoulement se détache de la paroi de l'obstacle, ce qui provoque une dépression en aval de ce même obstacle. Cela est confirmé d'ailleurs par la présence d'un noyau tourbillonnaire très actif zone « C », L'existence de cette première chicane va orienter l'écoulement vers la paroi inférieure, la deuxième chicane zone « D », par contre va l'orienter vers la paroi supérieure. En aval de la deuxième chicane zone « E », il apparaît une autre zone de recirculation.

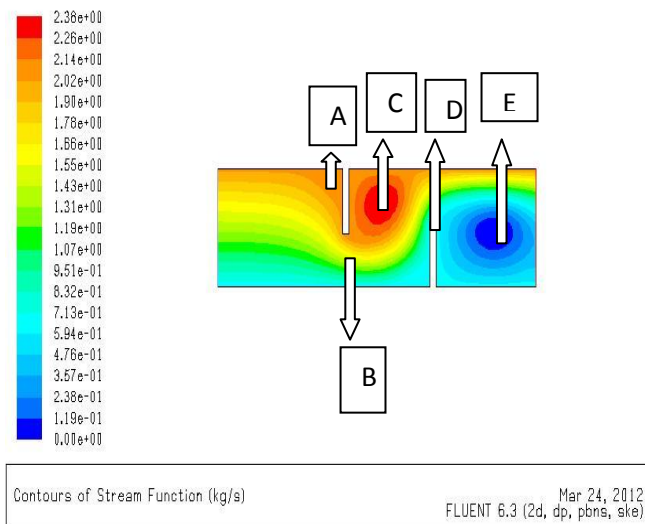


Figure V-1-les lignes de courant (type 01 sans rugosité)

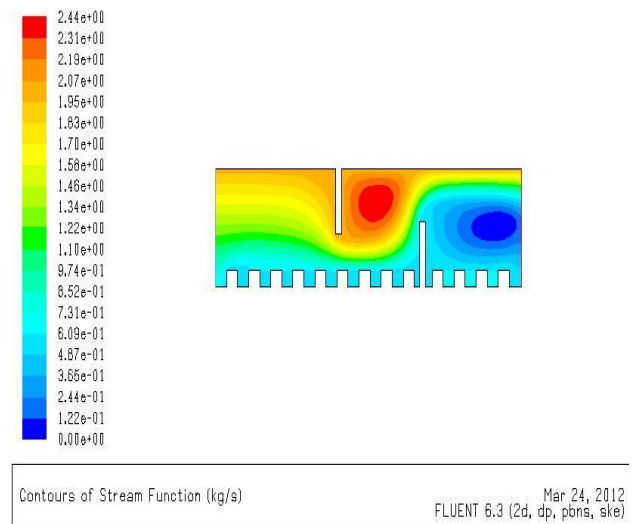


Figure V-2-les lignes de courant (type 02 rugosités rectangulaires)

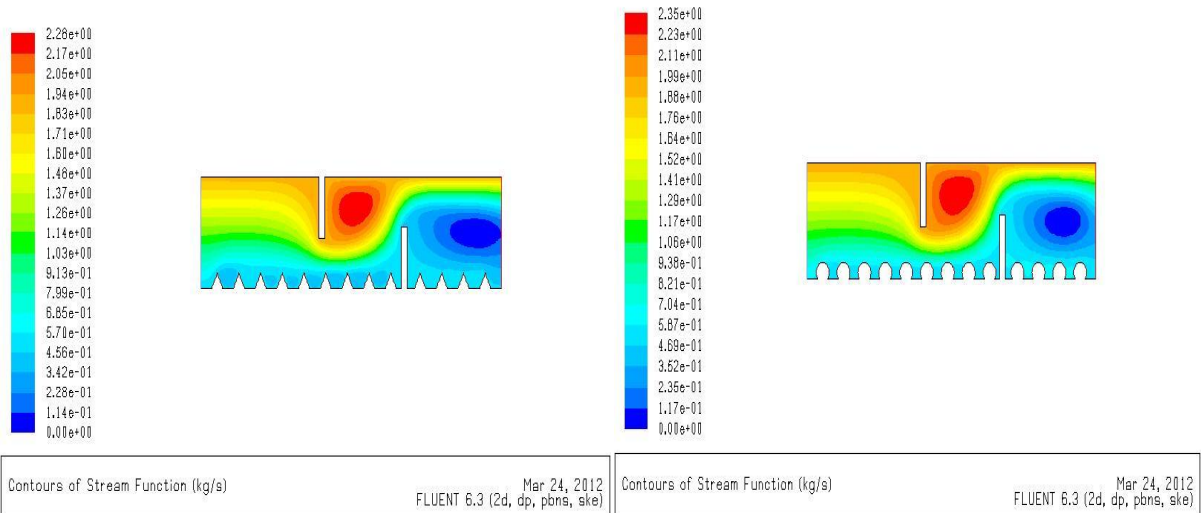


Figure V-3-les lignes de courant (type 03 rugosités triangulaires)

Figure V-4-les lignes de courant (type 04 rugosités circulaires)

Malgré que la configuration générale des lignes de courant pour les quatre types étudié soit similaire, on constate les différences suivantes :

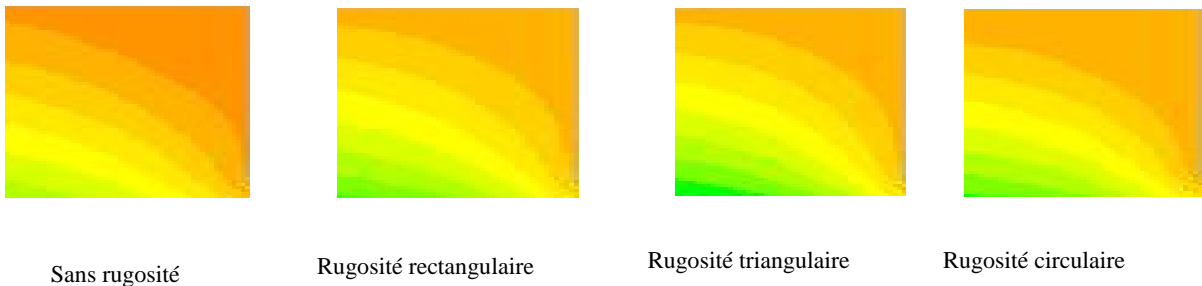


Figure V-6- Lignes de courant : zone A

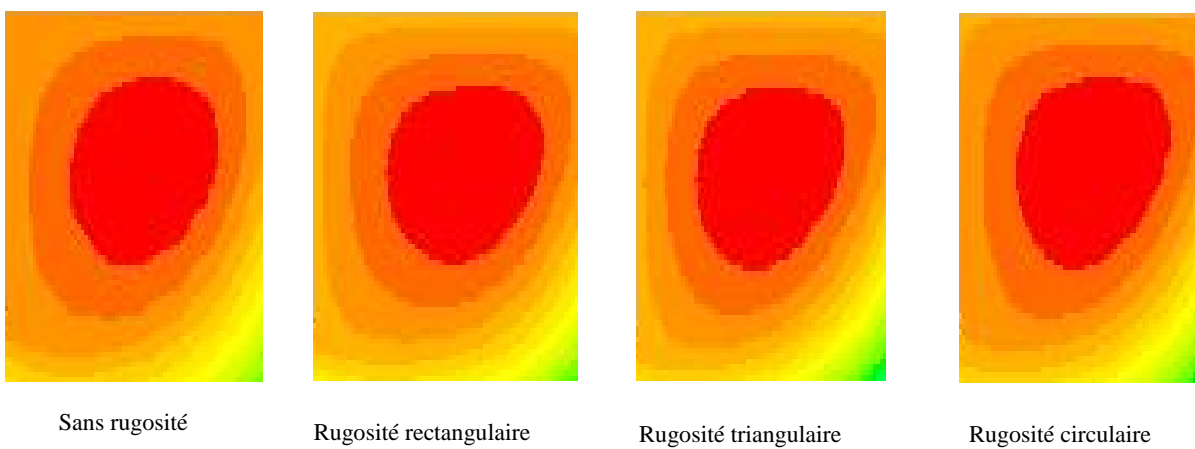


Figure V-7- Lignes de courant : zone C

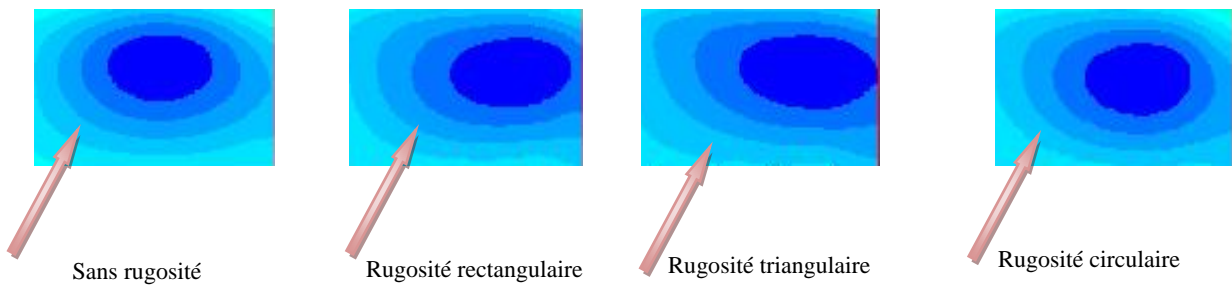


Figure V-8- Lignes de courant :
zone E

On partie amont de la première chicane zone « A » voir (Figure V-6-) les dimensions de volume mort sont important dans le premier type sans rugosité. Par contre ces dimensions sont très faibles dans le type de rugosité triangulaire.

Dans la zone « C », on a une création d'un noyau tourbillonnaire très actif de dimensions différentes pour chaque type. Le noyau de troisième type rugosité triangulaire ; voir (Figure V-7-) est moins important par contre, la rugosité circulaire possède des dimensions plus élevé.

Dans la zone « E », voir (Figure V-8-) il ya naissance d'une zone de recirculation pour les quatre types; cette zone est très importante pour le cas de la rugosité triangulaire. Elle est entourée par des iso-surfaces qui prennent des formes d'ellipse pour le cas sans rugosité, cette forme perde sa symétrie dans la partie inferieure pour les autres cas, c'est-à-dire dans la région ou existe la rugosité.

V.6.2 le vecteur de vitesse V :

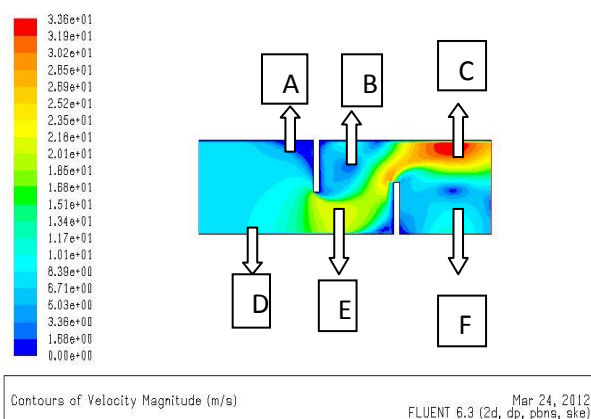


Figure V-9-Le vecteur de vitesse V (sans rugosité)

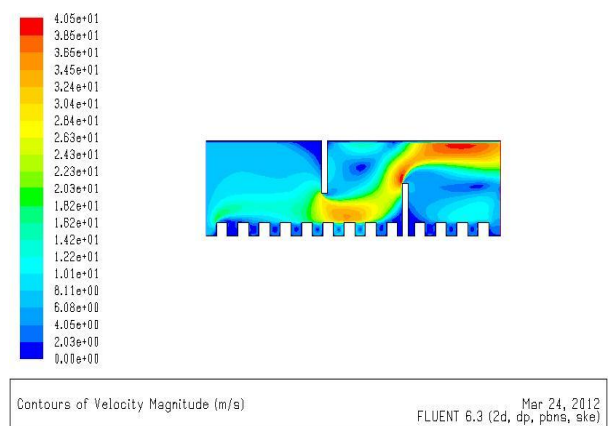


Figure V-10-Le vecteur de vitesse V (rugosités rectangulaires)

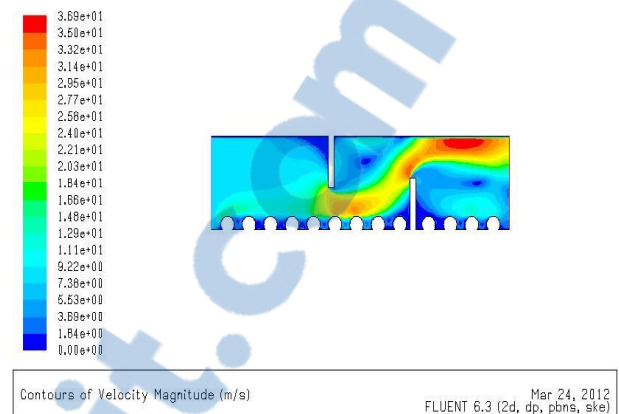
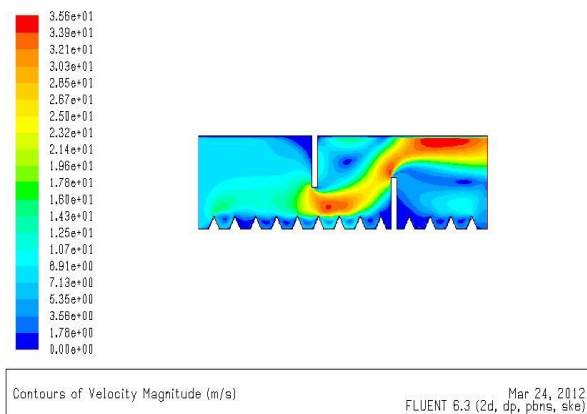


Figure V-11-Le vecteur de vitesse V (rugosités triangulaires)

Figure V-12-Le vecteur de vitesse V (rugosités circulaires)

On distingue plusieurs zones dans les quatre modèles étudiés et cela suivant l'intensité de vitesse. (Faible ou grand). Les vitesses sont faible juste on amont de la première chicane zone « A » pour les quatre model étudié. Ils sont aussi faible on amont et on aval de la deuxième chicane ; ainsi que dans les aspérités de la rugosité. Les vitesses sont très importantes au dessous de la première chicane et au dessus de la deuxième chicane.

Grace à la rugosité des trois types, la vitesse est très importante dans la zone «D » voir (Figure V-10-, Figure V-11-et Figure V-12-) Par rapport au premier type sans rugosité ou la vitesse est très faible voir (Figure V-9-).

Dans la zone « E » la vitesse est très importante pour la rugosité rectangulaire (3.65m/s), suivi par celle de la rugosité triangulaire (3.56m/s) et ensuite la rugosité circulaire (3.32m/s), voir (Figure V-10, V-11, V-12). Par contre dans le type sans rugosité la vitesse est très faible (2.52m/s), voir (Figure V-9-).

Dans la zone « C » les vitesses deviennent très importantes. Ils sont comprises entre 3.36m/s pour le type sans rugosité voir (Figure V-9-). Et 4.05 m/s pour rugosité rectangulaire voir (Figure V-10-).

Dans la zone « B » on a une création d'une dépression causée par l'existence de la première chicane.

Dans la zone « F », inversement aux zones précédentes, l'existence de la rugosité dans cette région diminue considérablement.

V.6.3 la Composante de la vitesse longitudinale u

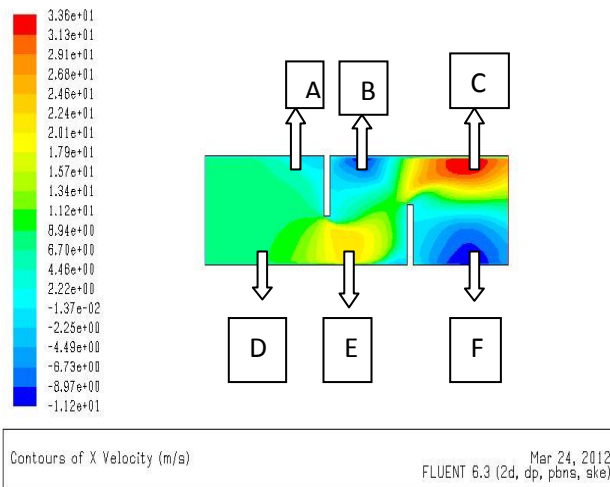


Figure V-13-Composante de la vitesse longitudinale u (sans rugosité)

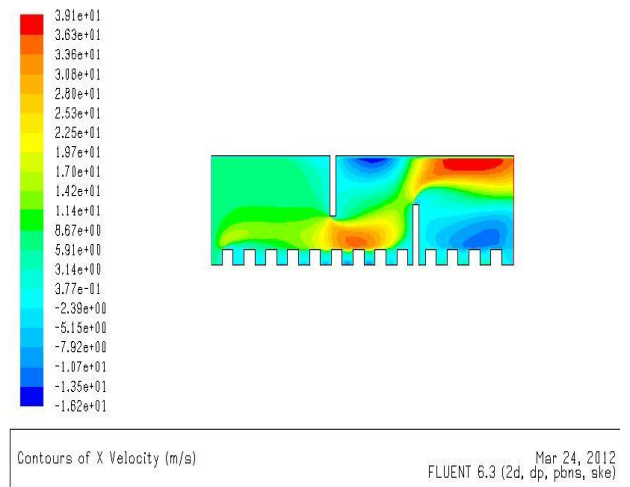


Figure V-14-Composante de la vitesse longitudinale u (rugosités rectangulaires)

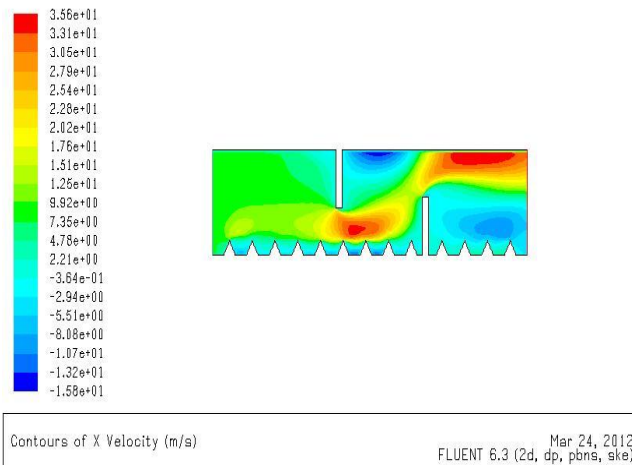


Figure V-15-Composante de la vitesse longitudinale u (rugosités triangulaires)

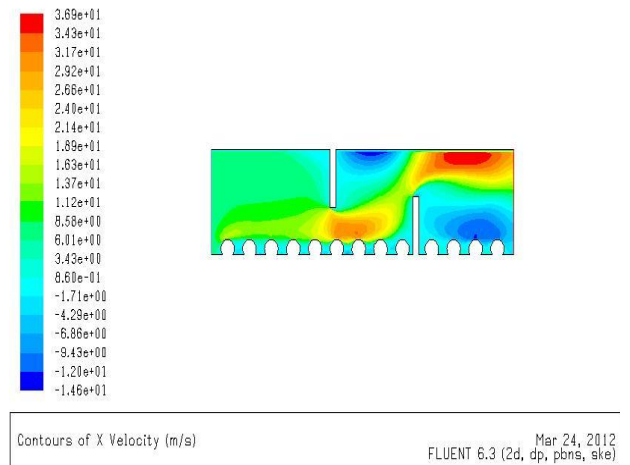


Figure V-16-Composante de la vitesse longitudinale u (rugosités circulaires)

Les figures (V-13-, V-14-, V-15-, V-16) donnent les champs de vitesses pour les cas sans rugosité, rugosité rectangulaire, rugosité triangulaire, et rugosité circulaire ; on distingue six zones différentes (A, B, C, D, E, F).

On aval de la première et la deuxième chicane zone « B » et « F » les vitesses sont dans le sens inverse de l'écoulement pour le cas sans rugosité (Figure V-13-). Pour les trois cas restants (avec rugosités), les vitesses sont presque nulles (figures V-14-, V-15 et V-16-)

Dans la zone «D » et pour les cas avec rugosité (voir figures V-14-, V-15-, V-16), la première rugosité présente un point de décollement et ces aspérités seront remplies d'air à de très faibles vitesses. Par contre dans le premier type sans rugosité la vitesse est homogène en cet endroit voir (Figure V-13).

Dans la zone « E » la vitesse reste toujours faible dans les aspérités mais elle prend des valeurs importantes vis-à-vis du cas sans rugosité (3.63m/s pour la rugosité rectangulaire, 3.56m/s pour la rugosité triangulaire, 3.17m/s pour la rugosité circulaire et enfin 2.24m/s pour le cas sans rugosité).

Dans la zone « C », les vitesses prennent des valeurs très importantes : elles sont entre 3.36 m/s pour le type sans rugosité voir (Figure V-13-). Et 3.91 m/s pour la rugosité rectangulaire voir (Figure V-14).

V.6.4 la Composante de la vitesse transversale v

Pour le cas de la composante transversale (v); on constate des gradients de vitesse positifs au niveau du sommet de la deuxième chicane et des gradients de vitesse négatifs au niveau du sommet de la première chicane et cela pour les quatre cas étudiés.

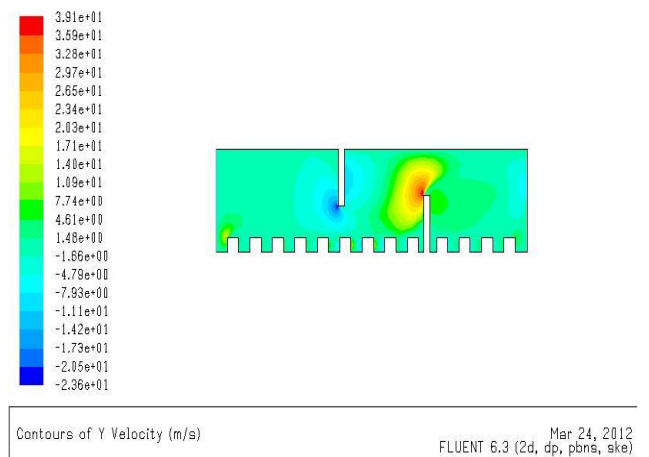
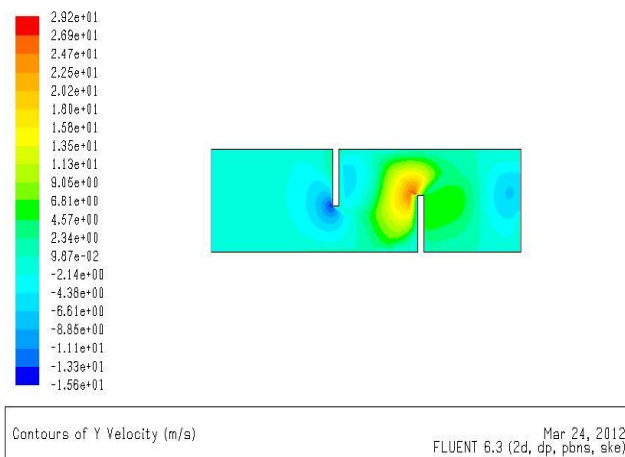


Figure V 17-Le vecteur de vitesse v (sans rugosité)

Figure V 18-Le vecteur de vitesse u (rugosités rectangulaires)

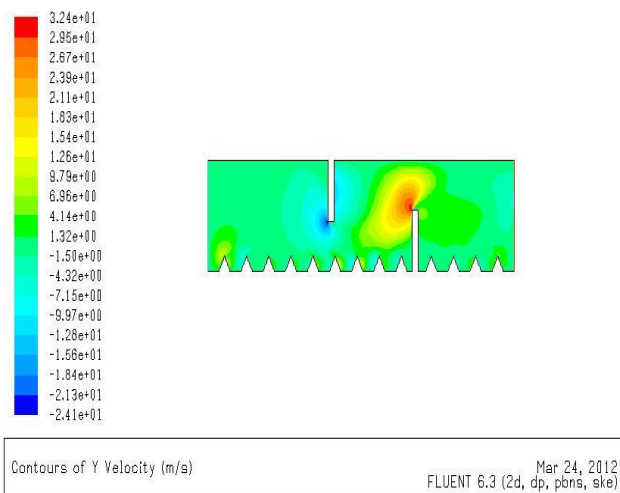


Figure V 19 -Le vecteur de vitesse v (rugosités triangulaires)

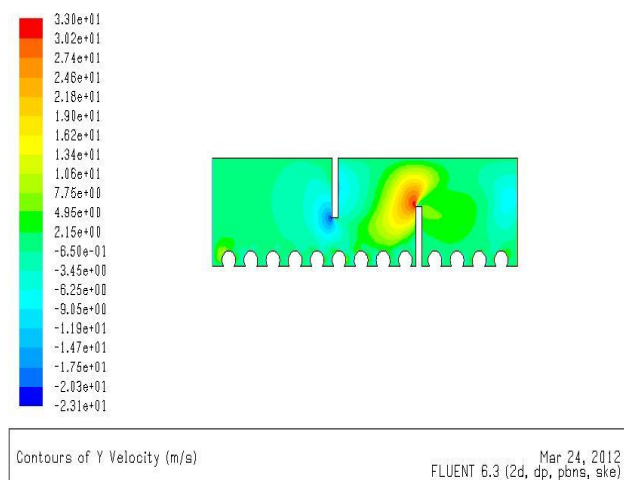


Figure V 20-Le vecteur de vitesse v (rugosités circulaires)

V.6.5 Champs des températures

Les champs de températures sont donnés par les figures (V.21, V.22, V.23 et V.24). Pour le cas sans rugosité la température devient importante juste en aval de la deuxième chicane ; par contre pour les cas avec rugosité les températures prennent des valeurs importantes et progressives a partir de la première chicane. C'est-à-dire que seulement un tiers de la veine fluide sera chauffé pour le cas sans rugosité, par contre le fluide commence à s'échauffé presque au mi-chemin de la veine fluide pour les cas avec rugosité.

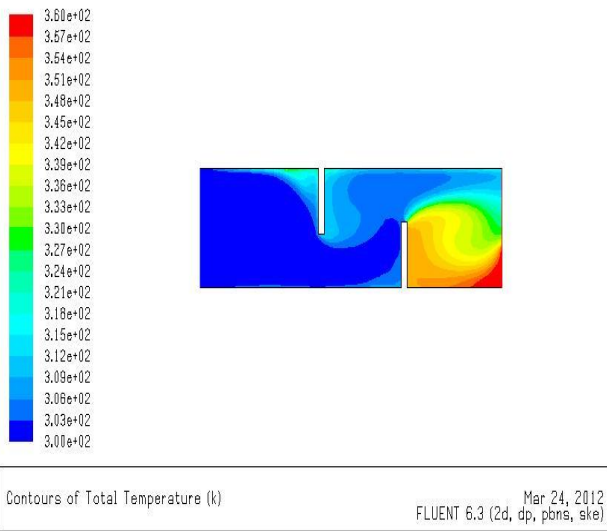


Figure V-21-le champ de température (sans rugosité)

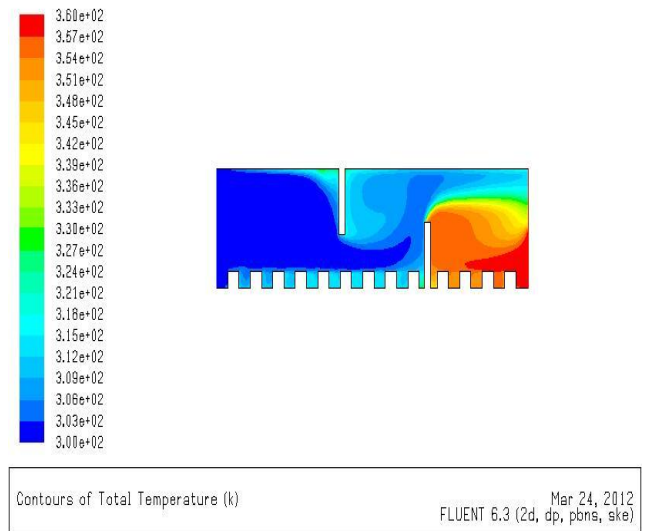


Figure V-22-le champ de température (rugosités rectangulaires)

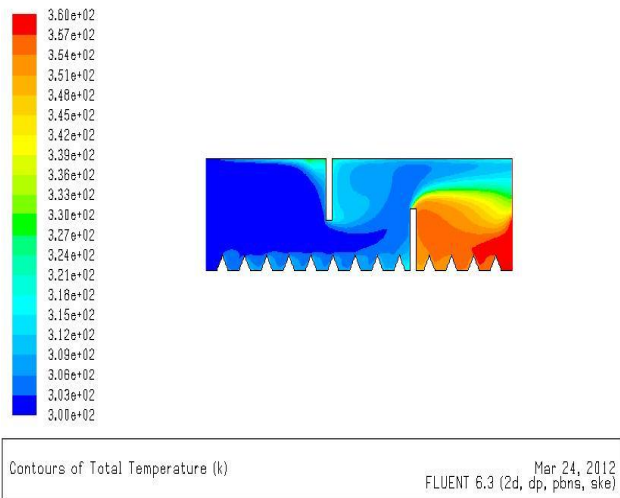


Figure V-23-le champ de température (rugosités triangulaires)

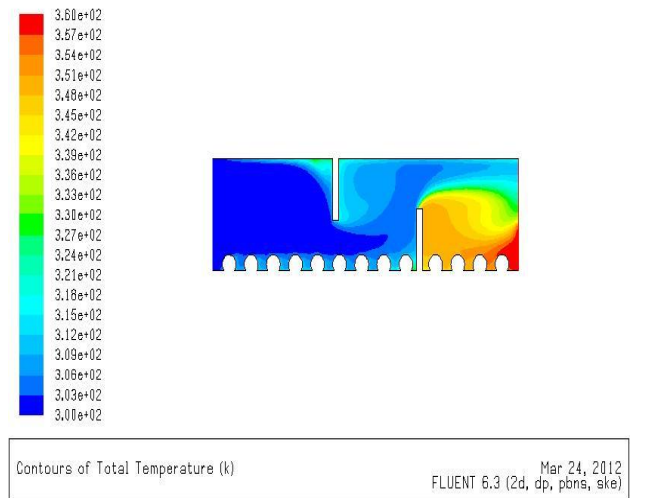


Figure V-24-le champ de température (rugosités circulaires)

V.6.6 Energie cinétique turbulente k

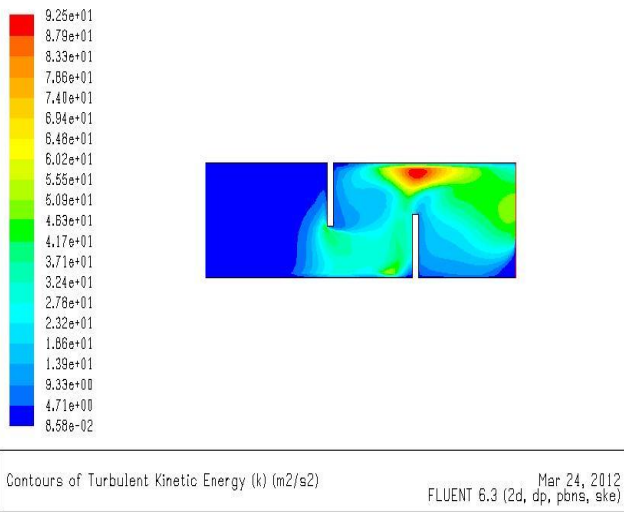


Figure V- 25-les lignes de k (sans rugosités)

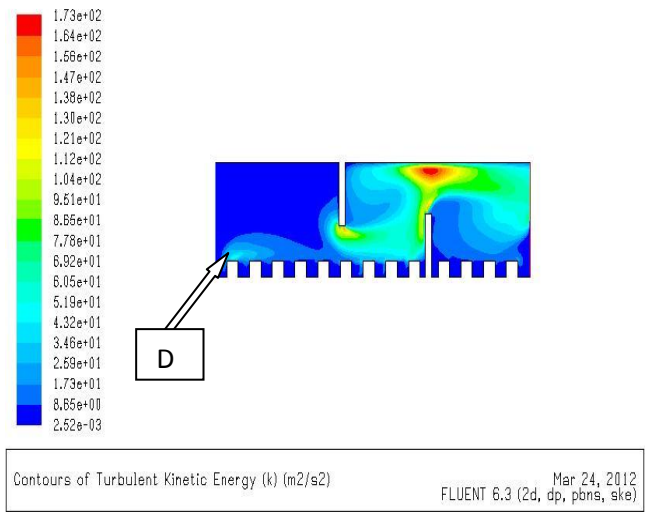


Figure V- 26-les lignes de k (rugosités rectangulaires)

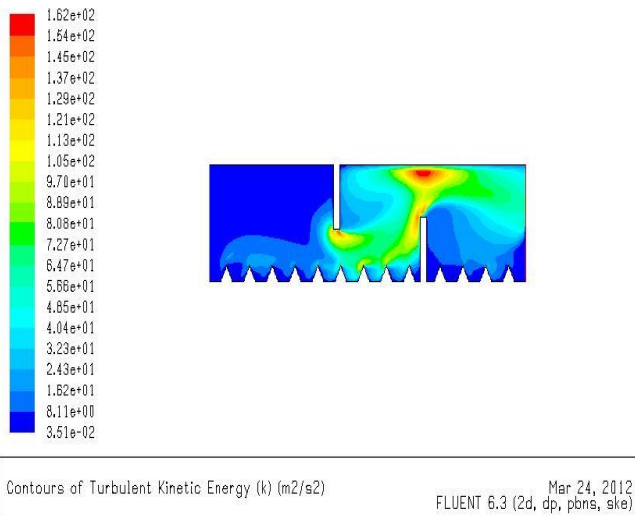


Figure V- 27-les lignes de k (rugosités triangulaires)

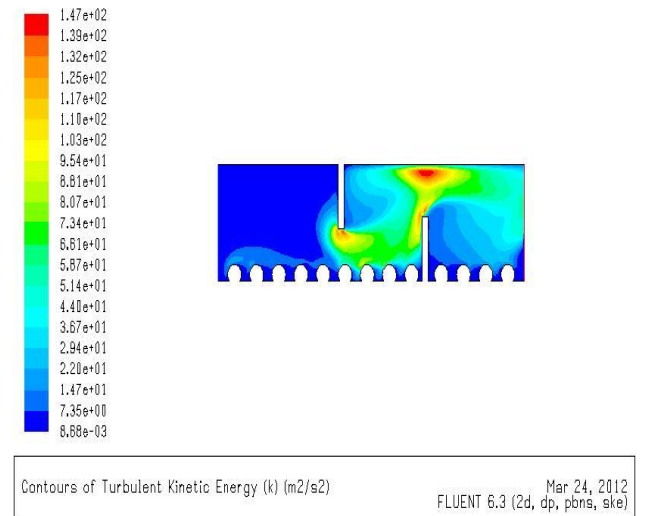


Figure V- 28-les lignes de k (rugosités circulaires)

La distribution de l'énergie cinétique turbulente (k) est donnée par les figures (V-25, V-26, V-27 et V-28) il est clair que l'écoulement a une énergie cinétique turbulente ou dessus de deuxième chicane pour tous les cas ($92.5 \text{ m}^2/\text{s}^2$ pour le cas sans rugosité, $147 \text{ m}^2/\text{s}^2$ pour rugosité circulaire, $162 \text{ m}^2/\text{s}^2$ pour rugosité triangulaire et $173 \text{ m}^2/\text{s}^2$ pour rugosité rectangulaire). On constate une augmentation de 87% de taux de turbulence en cet endroit en passant du cas sans rugosité à la rugosité rectangulaire et augmentation de 75% en passant du cas sans rugosité vers la rugosité triangulaire et seulement 59% en passant de cas sans rugosité à la rugosité circulaire.

On constate aussi que l'énergie cinétique turbulente est faible en amont de la première chicane pour le cas sans rugosité ; elle augmente un peu dans la zone (D) voir figure (V-26) pour le cas de la rugosité rectangulaire ; par contre pour les rugosités triangulaire et circulaire on constate une augmentation de l'énergie cinétique turbulente tout le long de la rugosité.

V.6.7 Taux de dissipation ϵ

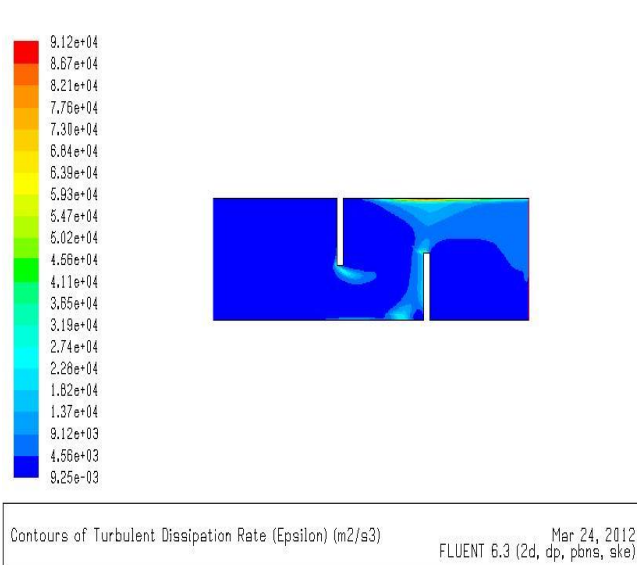


Figure V- 29-les lignes de epsilon (sans rugosités)

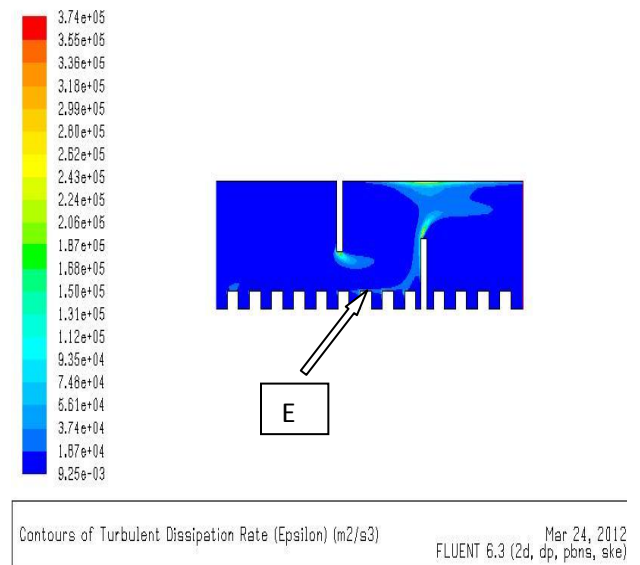


Figure V -30-les lignes de epsilon (rugosités rectangulaires)

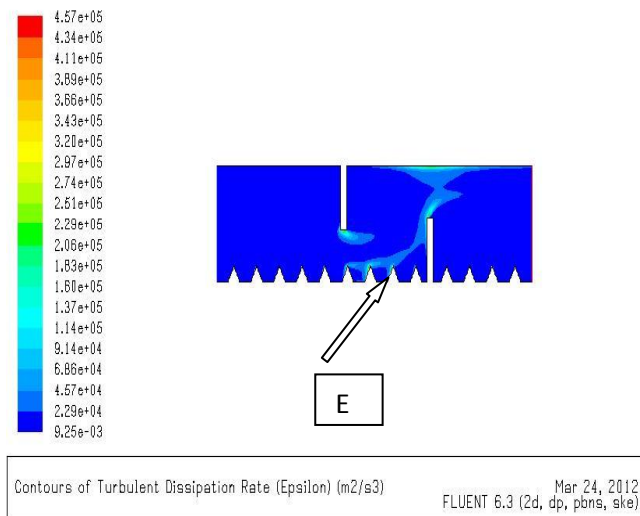


Figure V -31-les lignes de epsilon (rugosités triangulaires)

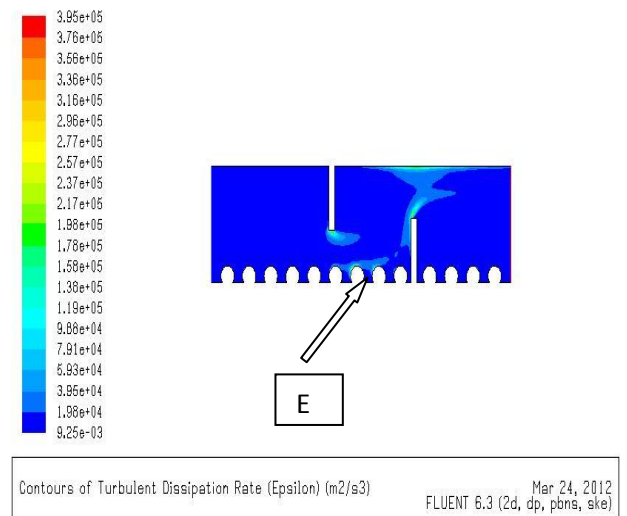


Figure V -32-les lignes de epsilon (rugosités circulaires)

Le taux de dissipation est concentré sur le sommet de la première chicane pour les quatre modèles étudiés ; il est concentré aussi dans la zone existante entre le sommet de la deuxième chicane et l'absorbeur et ce pour tous les cas étudiés. Pour le cas avec rugosité ; on constate l'apparition d'une autre zone (E) où la dissipation devient importante voir figure (V- 29, V -30, V -31 et V -32) cette zone existe entre les deux chicanes et près de la rugosité étudiée.

V.6.8 Les profils de la vitesse :

Les profils de vitesse sont pris dans plusieurs sections de la veine fluide.

- 1- en amont de la première chicane ($X=0.15\text{m}$).
- 2- en première chicane ($X=0.223\text{m}$).
- 3- entre les deux chicanes ($X=0.299\text{m}$).
- 4- en deuxième chicane ($X=0.375\text{m}$).
- 5- en aval de la deuxième chicane ($X=0.467\text{m}$)

On constate pour le cas $X=0.15\text{m}$ (en amont de la première chicane), le comportement dynamique du cas de rugosité rectangulaire, rugosité triangulaire et

rugosité circulaire est similaire à l'exception des positions comprises entre (-0.052 m) et (0m), (figure V.33).

La figure (V.34) donne les profils de vitesse en première chicane (X=0.223). On constate que les profils des vitesses sont presque semblables pour les cas de rugosité rectangulaire, rugosité triangulaire et rugosité circulaire.

Pour la position X=0.299m (entre les deux chicanes) (figure IV.35) on remarque que les profils des vitesses sont similaire pour les cas de rugosité rectangulaire, rugosité triangulaire et rugosité circulaire Par contre, on constate une déférence pour les positions comprises entre (-0.073m) et (-0.052 m), et la position entre (-0.01m et -0.05 m).

Pour X=0.375 m (deuxième chicane) (figure V.36), les profils de vitesses des cas étudié (rugosité rectangulaire, rugosité triangulaire et rugosité circulaire) sont similaire,

Pour la position X=0.467m (aval de la deuxième chicane) (figure V.37) on remarque la même constatation que précédemment, sauf que l'allure des profils de vitesse est différente.

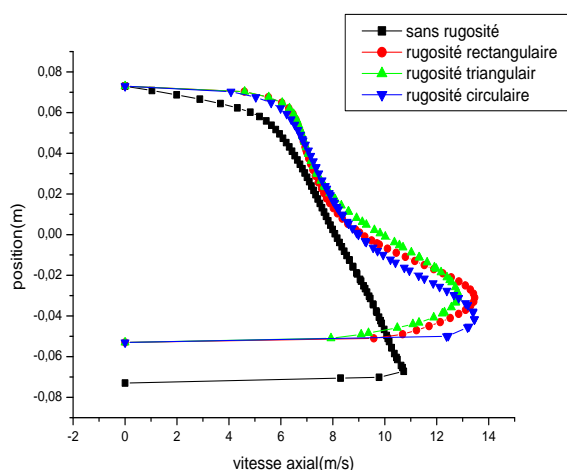


Figure V -33-profile de vitesse x=0.15m

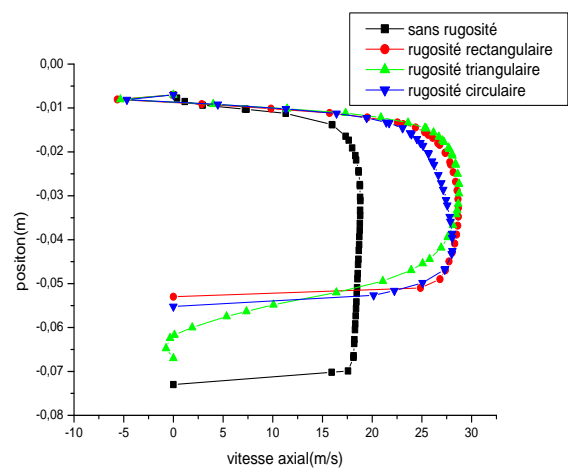


Figure V -34-profile de vitesse x=0.223m

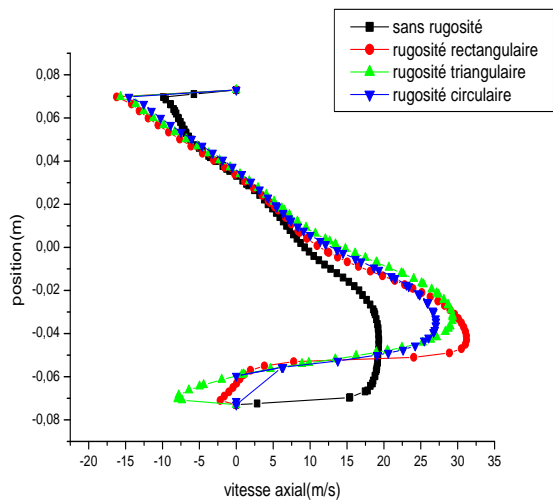


Figure V -35-profile de vitesse
 $x=0.299m$

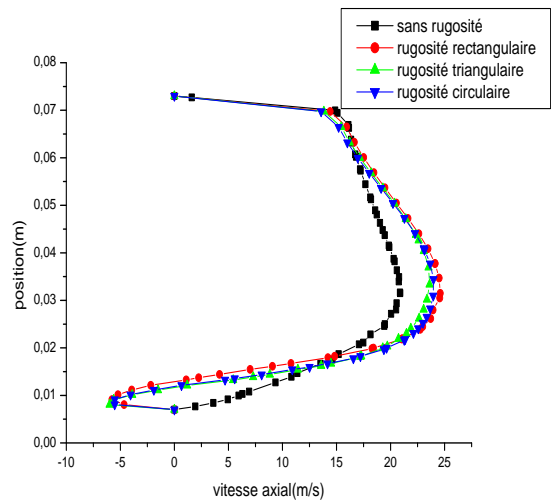


Figure V -36-profile de vitesse $x=0.375m$

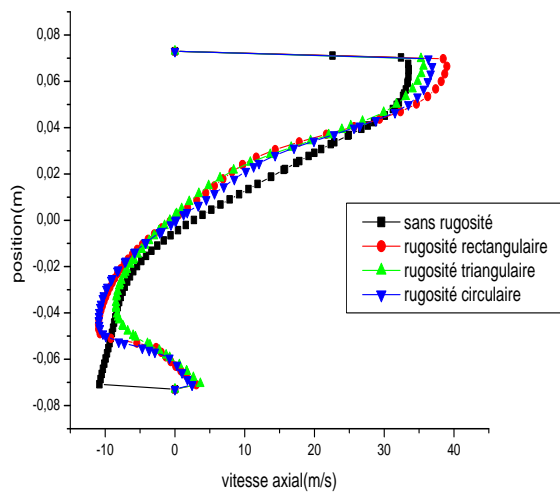


Figure V -37-profile de vitesse $x=0.467m$

V.6.9 Les profils de température :

Les profils de températures sont donnés par les figures (V.38 et V.39) (amont de la première chicane et première chicane). Ces profils montrent que le comportement thermique est semblable pour les quatre cas étudiés à l'exception des positions comprises entre (-0.073 m) et (-0.01 m) pour la figure (IV.38) et entre (-0.073 m) et (-0.04 m) pour la figure (IV.39).

Pour la position $X=0.299$ entre les deux chicanes figure (IV.40) les profils de température ne sont pas similaires mais on remarque qu'il y a une augmentation considérable des températures dans les aspérités c'est à dire entre (-0.073 m) et (-0.053 m) pour les cas de rugosité rectangulaire, rugosité triangulaire et rugosité circulaire d'une part par rapport au cas sans rugosité.

La figure (V.41) donne les profils de température en deuxième chicane ($X=0.375$). On constate que les profils des températures sont semblables pour les quatre cas étudiés sauf aux positions entre (0.007 m) et (0.033 m). Ces graphes montrent aussi qu'il y a une augmentation considérable des températures pour les cas de rugosité rectangulaire, rugosité triangulaire et rugosité circulaire d'une part par rapport au cas sans rugosité cette augmentation comprise entre (0.007 m) et (0.037 m) et cette température arrive jusqu'à 350°k pour la rugosité rectangulaire.

Pour la position $X=0.467\text{m}$ en aval de la deuxième chicane (figure V.42) on remarque que les profils des températures sont similaires à la partie positive de l'axe (y) pour les quatre cas étudiés mais on remarque qu'il y a une augmentation considérable des températures à la partie négative de l'axe (y) pour les cas de rugosité rectangulaire, rugosité triangulaire et rugosité circulaire d'une part par rapport au cas sans rugosité cette température arrive jusqu'à 358°k pour la rugosité rectangulaire.

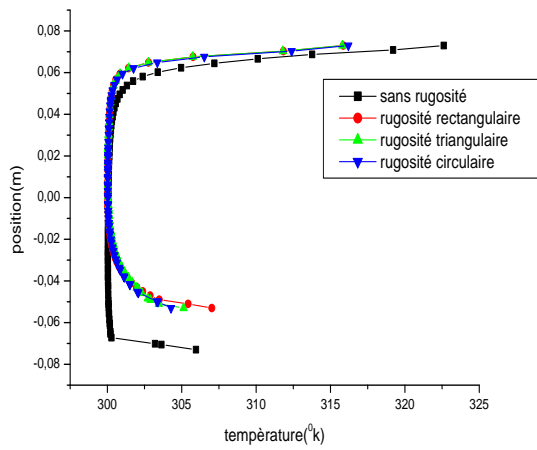


Figure V -38-profile de température
 $x=0.15m$

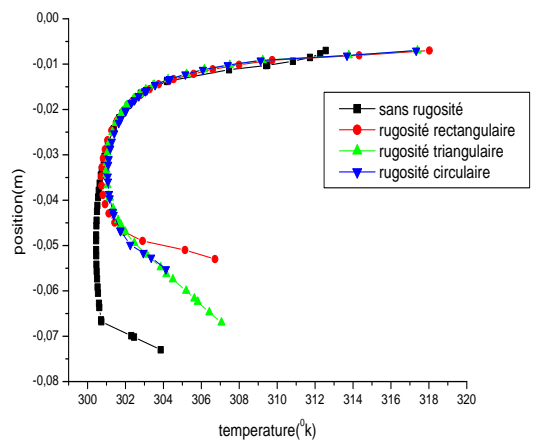


Figure V -39-profile de température
 $x=0.223m$

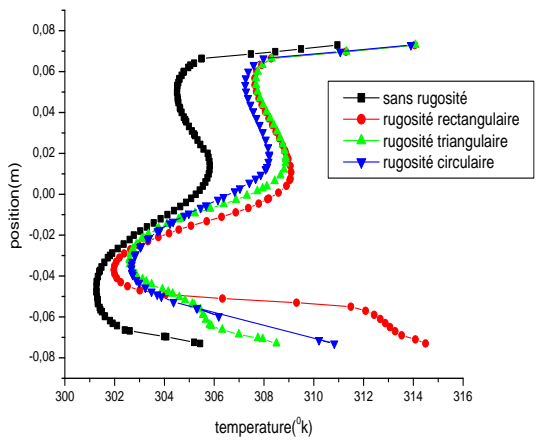


Figure V -40-profile de température
 $x=0.299m$

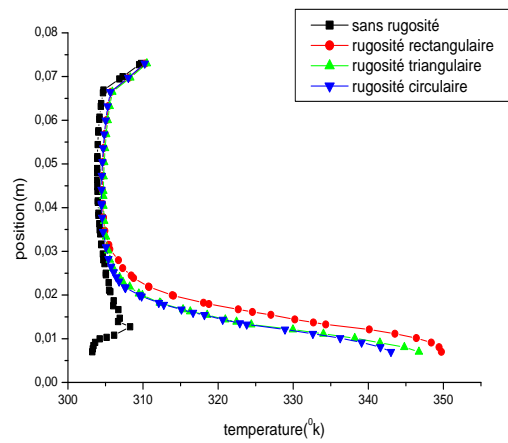


Figure V -41-profile de température
 $x=0.375m$

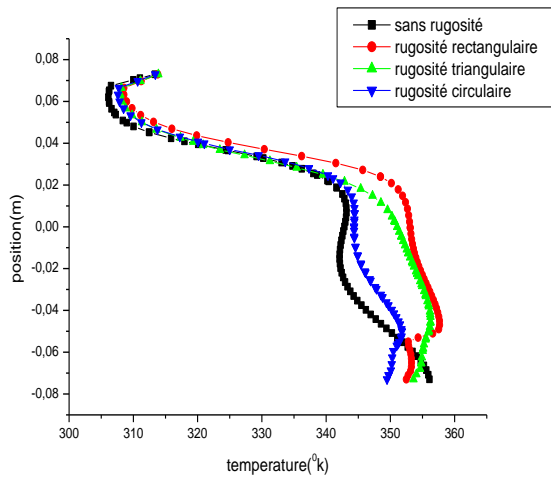


Figure V -42-profile de température
 $x=0.467m$

Conclusion générale

Conclusion générale

Ce travail présente une contribution efficace pour l'amélioration des performances d'un capteur solaire plan à air.

L'amélioration des performances des capteurs solaires consistait à limiter les déperditions thermiques entre l'absorbeur et l'ambiance avec un choix judicieux des composants des capteurs. C'est derniers temps, l'optimisation des performances porte plus particulièrement sur la circulation du fluide caloporteur.

Cette partie de simulation nous à montrer que dans le cas sans rugosité on partie amont de la première chicane zone « A » voir (Figure V-6-) les dimensions de volume mort sont important, cela présente un inconvénient majeur surtout pour. Le fait d'imposer une rugosité au niveau de l'isolant cela va faire diminuer les dimensions de volume mort.

Grace à la rugosité des trois types, la vitesse est très importante dans la zone «D et E » voir (Figure V-10-, Figure V-11-et Figure V-12-) Par rapport au premier type sans rugosité ou la vitesse est très faible voir (Figure V-9-).

La comparaison des figures (V.21, V.22, V.23 et V.24) nous indique que le cas sans rugosité l'échange thermique entre l'absorbeur et le fluide caloporteur devient importante juste en aval de la deuxième chicane par contre pour les cas avec rugosité l'échange thermique entre l'absorbeur et le fluide caloporteur prennent des valeurs importantes et progressives a partir de la première chicane.

Les résultats obtenus à partir des différents types de capteurs solaires considérés permettent de déduire que l'introduction de rugosité au niveau de l'isolant est un facteur très important pour l'amélioration des performances d'un capteur. Cette adjonction nécessite, bien entendu, la prise en considération de la géométrie de la rugosité, l'étude a montré qu'un capteur solaire plan muni des chicanes et avec une rugosité rectangulaire apporte une amélioration très appréciable du couple température-rendement.

Bibliographie

Bibliographie

- [1] Yves Jannot «Thermique solaire», 2007.
- [2] **H. Aras, O. Balli, A. Hepbasli**, “Estimating the horizontal diffuse solar radiation over the Central Anatolia Region of Turkey”, Tuaf, Eskisehir, Turkey 2006.
- [3] **J. Biri, B. Meunier**, « Evolution des énergies renouvelables », Paris 1981.
- [4] **J.M.Chassériaux**, « *Conversion thermique du rayonnement solaire* », bordas Paris 1984
- [5] **J. Bernard**, « *Energie solaire calculs et optimisation* », Ellipse Edition Marketing 2004.
- [6] **PEUSER F.A., REMMERS K-H., SCHNAUSS M.** : Installations solaires thermiques : conception et mise en oeuvre, Systèmes solaires, 2005, 400 p
- [7] **Règles Th-C** : règles de calcul du coefficient de performance thermique globale des logements, compléments et annexes, compléments n°7 : eau chaude solaire, CSTB, cahier 2275, p 49-63, septembre 1988
- [8] **CSTB, ASDER, CLIPSOL-RECHERCHE** : PSD-MI : méthode mensuelle d'évaluation des performances thermiques des Planchers Solaires Directs.
- [9] **Ademe**, Eau chaude solaire collective : bonnes pratiques, novembre 2005, 38 p
- [10] Production d'eau chaude solaire, dimensionnement, montage, mise en service et entretien, guide PACER, Office Fédéral des Questions Conjoncturelles, 237 p., 1994
- [11] **CLIPSOL** : LE PLANCHER SOLAIRE DIRECT (PSD)
- [12] **Bruno Fleche** « énergie renouvelable : solaire thermique ».
- [13] **Afedes, Momosol**, memento d'héliotechnique, édition européennes thermique et industrie, paris 1979.
- [14] **Samuel Bragard**, « De l'étude à réalisation de projets en développement durable », Energie 2030 Agence s.a. 087/632 444.
- [15] **Ben Slama, R.** (2007) "The air solar collectors: Comparative study, introduction of baffles to favor the heat transfer", Solar Energy 81, 139–149

- [16] **Patankar, S.V., Liu, C.H. and Sparrow, E.M.** (1977), "Fully developed flow and heat transfer in ducts having streamwise-periodic variations of cross-sectional area", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 99, pp. 180-6.
- [17] **Kellar, K. M., Patankar, S. V.,** (1987) "Numerical prediction of flow and heat transfer in parallel plate channel with staggered fins", *Journal of heat transfer*. 109, pp. 25-30
- [18] **Bemer, C., Durst, F., McEligot, DM.** (1984) "Numerical study of fluid flow and heat transfer in a parallel plate channel with baffles", *Journal of Heat Transfer*, pp. 106-743.
- [19] **Webb, B.W., Ramadhyani, S.,** (1985), "Conjugate heat transfer in a channel with staggered ribs", *Int. J. Heat Mass Transfer* 28, pp. 1679–1687.
- [20] **Lopez, J.R., Anand, N.K., Flecher, L.S.,** (1995) "A numerical analysis of laminar convective heat transfer in a three-dimensional channel with baffles" in: *Proceedings of the Third U.S. National Congress on Computational Mechanics*, Dallas, TX, vol. 1, pp. 406–416.
- [21] **Lopez, J.R., Anand, N.K., Fletcher, L.S.** (1996) "Heat transfer in a three-dimensional channel with baffles", *Numerical Heat Transfer*.30, pp. 189–205.
- [22] **Cheng Chin-Hsiang and Huang Wen-Hsiung,** (1991) "Numerical prediction for laminar forced convection in parallel-plate channels with transverse fin arrays", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 34, Issue 11, pp. 2739-2749
- [23] **Cheng CH, Huang WH.** *Int J Heat Mass Transfer* (1991) 20, pp. 1315.
- [24] **Guo, Z. and Anand, N.K.,** (1997) "Three Dimensional Heat Transfer in a Channel with a Baffle in the Entrance Region" *Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 31*, pp 21-30.
- [25] **Bazdidi-Tehrani, F., and Naderi-Abadi, M.,** (2004) "Numerical Analysis of Laminar Heat Transfer in Entrance Region of a Horizontal Channel with Transverse fins", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 31, No. 2, pp. 211-220.
- [26] **Yang, YT, Hwang CZ.** (2003) "Calculation of turbulent flow and heat transfer in a porous-based channel", *Int J. Heat Mass. Transfer*; 46, pp. 771–80.
- [27] **Hwang, R. R, Chow, Y. C., Peng, Y.F.** (1999) "Numerical study of turbulent flow over-two dimensional surface-mounted ribs in a channel", *International journal for Numerical Methods in Fluids*. 37, pp. 767-785.

- [28] **Yuan, Z.X. and Tao, W.Q.** (1998), "Numerical prediction for laminar forced convection heat transfer in parallel-plate channels with streamwise-periodic rod disturbances", *Int. J. Numerical Methods in Fluids*, Vol. 28, pp. 1371-87.
- [29] **Tsay, Y.-L., Chang, T.S., Cheng, J.C.**, (2005) "Heat transfer enhancement of backward-facing step flow in a channel by using baffle installed on the channel wall", *Acta Mech.* 174, pp. 63–76.
- [30] **Founti, M.A., Whitelaw, J.H.** (1981) "Shell side flow in a model disc and doughnut heat exchanger", *Tech. Report FS/81/37, Mech. Eng. Dept., Imperial College, London, UK.*
- [31] **Berner, C., Durst, F., McEligot, D.M.**, (1984) "Flow around baffles", *Trans. ASME J. Heat Transfer* 106, pp. 743–749.
- [32] **Berner, C., Durst, F., McEligot, D.M.**, (1984) "Streamwise-periodic flow around baffles", in: *Proceedings of the 2nd International Conference on Applications of Laser Anemometry to Fluid Mechanics, Lisbon, Portugal.*
- [33] **F. Mokhtari et D. Semmar** « Etude Expérimentale d'un Capteur Solaire à Air » Centre de Développement des Energies Renouvelables, B.P. 62, Route de l'Observatoire, Bouzaréah, Alger *Rev. Energ. Ren. : Valorisation* (1999) 243-246
- [34] **A. Ahmed-Zaïd, A. Moulla, M. S. Hantala et J.Y. Desmons** « Amélioration des Performances des Capteurs Solaires Plans à Air: Application au Séchage de l'Oignon Jaune et du Hareng » *Rev. Energ. Ren. Vol.4* (2001) 69-78
- [35] **F. Benyelles, B. Benabadjia, B. Benyoucef, Z. Ziani**, « Comparaison entre un capteur à aérogel de silice et d'autres capteurs plans », *13emes Journées Internationales de Thermique* (2007).
- [36] **F. Mokhtari et D. Semmar** « L'Influence de la Configuration de l'Absorbeur sur les Performances Thermiques d'un Capteur Solaire à Air » Centre de Développement des Energies Renouvelables, B.P. 62, Route de l'Observatoire, Bouzaréah, Alger, *Algérie Rev. Energ. Ren. : Journées de Thermique* (2001) 159-162.
- [37] **K. Aoues, N. Moummi, M. Zellouf, A. Moummi, A. Labed, E. Achouri, A. Benchabane**, « Amélioration des performances thermiques d'un capteur solaire plan à air », *Etude expérimentale dans la région de Biskra, Revue des Energies Renouvelables*, vol 12, N°2, p 237-248, (2009).
- [38] **K. Aoues, N. Moummi, M. Zellouf, A. Labed, E. Achouri**, « Etude de l'influence des rugosités artificielles sur les performances thermiques des capteurs solaires plans à air », *Revue des Energies Renouvelables*, vol 11, N°2, p 219 227, (2008).

[39] **A. Labed, N. Moumni, K. Aoues, M. Zellouf, A. Moumni**, « Etude théorique et expérimentale d'un capteur solaire plan à air muni d'une nouvelle forme de rugosité artificielle », *Revue des Energies Renouvelables*, Vol 12, n° 4, p 551-561, (2009).

[40] **S. Youcef-Ali**, "Study and optimization of the thermal performances of the offset rectangular plate fin absorber plates", with various glazing, *Renewable Energy*, 30 (2005), pp. 271–280.

[41] **N. Moumni, S. Youcef-Ali, A. Moumni, J.Y. Desmons**, "Energy analysis of a solar air collector with rows of fins". *Renewable Energy*, 29 (2004), pp. 2053–2064.

[42] **K. Sopiana, Suprantob, W.R.W. Daudb, M.Y. Othman, B. Yatimc**, "Thermal performance of the double-pass solar collector with and without porous media", *Renewable Energy*, 18 (1999), pp. 557-564.

[43] **A. A. Mohamed**, "High efficiency solar air heater", *Solar Energy*, 60 (1997), pp. 71-76.

[44] **Prasad, S.B. et al**, "Investigation of heat transfer and friction characteristics of packed bed solar air heater using wire mesh as packing material", *Sol. Energy*, (2009), doi:10.1016/j.solener.2008.11.011

[45] **A. Benkhelifa**, « Optimisation d'un Capteur Solaire Plan », *Revue des Energies Renouvelables, Physique Energétique*, (1998), pp. 13-18.

[46] **L. C. Demartini, H. A. Vielmo and S. V. Möller**, "Numeric and Experimental Analysis of the Turbulent Flow through a Channel With Baffle Plates", *J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng*, 2004, Vol. XXVI, No. 2 / 153

[47] **A. Zerrouki, B. Tedjiza et N. Said** «Modélisation des Pertes Thermiques dans un capteur Solaire à Air à deux Passes». CDER B.P. 62 Bouzaréah, Alger, ALGERIE. *Rev. Energ. Ren.* Vol. 5(2002)49-58-49

[48] **Abdellouahab Benseddik** « Dimensionnements et simulation d'un prototype de cuiseur solaire pour les régions sahariennes » Mémoire de l'ingénieur université Abou Bakr Belkaid, Tlemcen. Soutenance en 01 juillet 2008.

[49] **Alexei Stoukov** « introduction à la mécanique des fluides numérique : méthode 'volumes finis' », Octobre 2006.

- [50] **L. C. Demartini, H. A. Vielmo and S. V. Möller**, «Numeric and Experimental Analysis of the Turbulent Flow through a Channel With Baffle Plates», J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng , 2004, Vol. XXVI, No. 2 / 153
- [51] **D. Fedala**, « Initiation a la CFD », Octobre 2007.

Rapport-Gratuit.com