



**HAL**  
open science

# Etude du comportement thermique et thermomécanique des récepteurs solaires sous haut flux radiatif

Cedric Leray

► **To cite this version:**

Cedric Leray. Etude du comportement thermique et thermomécanique des récepteurs solaires sous haut flux radiatif. Physique [physics]. Université de Perpignan, 2017. Français. NNT : 2017PERP0003 . tel-01492950

**HAL Id: tel-01492950**

**<https://theses.hal.science/tel-01492950>**

Submitted on 20 Mar 2017

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

# THÈSE

Pour obtenir le grade de  
**Docteur**

**Délivré par**  
**UNIVERSITE DE PERPIGNAN VIA DOMITIA**

Préparée au sein de l'école doctorale  
Et de l'unité de recherche

Spécialité : Physique

Présentée par Cédric Leray

**Étude du comportement thermomécanique d'un  
absorbeur solaire céramique soumis à haut flux  
radiatif**

Soutenue le 21 février 2017 devant le jury composé de

M. Thierry CHOTARD, Professeur, Université de Limoges

M. Jean-Jacques BEZIAN, Ingénieur de recherche HDR, Mines d'Albi-Carmaux

M. Thierry CHARTIER, Directeur de recherche, SPCTS - UMR CNRS 7315

M. Alain FERRIERE, Docteur, CNRS-PROMES (UPR 8521)

M. Adrien TOUTANT, Maître de conférences, UPVD, CNRS-PROMES (UPR 8521)

M. Gabriel OLALDE, Directeur de recherche, CNRS-PROMES (UPR 8521)

M. Marc FERRATO, Ingénieur R&D, Société MERSEN-BOOSTEC

Rapporteur

Rapporteur

Examineur

Examineur

Directeur de thèse

Co-directeur

Invité









# Remerciements

---

Je commencerai par remercier sincèrement les personnes qui m'ont encadré durant ces années passées au laboratoire. Adrien Toutant, sans qui cette thèse n'aurait pas abouti, pour son suivi, sa disponibilité malgré l'éloignement et surtout sa patience. Gabriel Olalde, pour ses remarques toujours constructives et son éternel dynamisme. Alain Ferrière, pour son expertise de Thémis qui a permis de réaliser la partie expérimentale de cette thèse et qui, en dépit de son emploi du temps chargé, a pu se mobiliser pour la mise en place et la réalisation des expérimentations.

Mes remerciements vont également à Jean-Yves Peroy pour ses avis techniques et pour son aide en haut de tour. Merci aussi à Yann Volut et à William Baltus.

Merci aux membres du jury, Thierry Chotard, Jean-Jacques Bezian, Thierry Chartier et Marc Ferrato pour l'intérêt qu'ils ont porté à mon travail et pour la pertinence de leurs remarques.

Un grand merci également aux différentes personnes du laboratoire pour l'accueil et la bonne humeur dispensés tout au long de mon séjour en Cerdagne : Christelle, Aurore, Laurent, Renée, Didier. Sans oublier les « jeunes » : Morgane, Laurie, Sébastien, Victor, Mathieu, Lucile, Thomas, Florent, Joya, Hadrien, Inma, Yasmine.

Enfin, une pensée toute particulière va à ma famille, et spécifiquement à mes parents, pour le soutien qu'elle m'a toujours témoigné.



# Table des matières

---

INTRODUCTION.....	13
1 Les récepteurs solaires pour la production d'air pressurisé à haute température .....	16
1.1 Récepteurs solaires .....	16
1.1.1 Récepteurs volumiques.....	17
1.1.2 Récepteurs surfaciques .....	18
1.2 Matériaux pour absorbeurs solaires à très haute température.....	21
1.2.1 Matériaux métalliques, alliages et dérivés.....	21
1.2.2 Matériaux céramiques : choix du carbure de silicium.....	22
1.3 Bibliographie.....	24
2 Simulations, outils numériques et couplages.....	26
2.1 Équations .....	26
2.1.1 Mise en équations du problème thermomécanique .....	26
2.1.2 Cas de la thermoélasticité.....	29
2.1.3 Niveau de couplage .....	30
2.1.4 Equations résolues dans le cadre de ce mémoire.....	31
2.1.5 Probabilité de rupture des céramiques.....	31
2.2 Approche numérique et logiciels.....	32
2.2.1 Calcul de la distribution du flux solaire incident.....	33
2.2.2 Calcul des coefficients d'échanges convectifs et de la température de gaz à l'intérieur de l'absorbeur .....	40
2.2.3 Simulation thermomécanique de l'absorbeur solaire .....	44
2.2.4 Calcul de la probabilité de rupture .....	51
2.3 Conclusion sur la physique du phénomène et les outils numériques utilisés .....	52
2.4 Bibliographie.....	53
3 Optimisation d'un module d'absorbeur céramique et définition des conditions de travail nominales	54
3.1 Géométrie initiale et conditions de référence .....	54
3.2 Influence de la distribution du flux solaire incident .....	56
3.2.1 Les différentes configurations de flux étudiées .....	56
3.2.2 Analyse des résultats thermomécaniques de la géométrie initiale sous les différents flux solaires	59
3.3 Analyse de la géométrie de l'absorbeur : influence de ponts thermiques entre les coques ...	60
3.3.1 Géométrie initiale (Géométrie bi-canal).....	60
3.3.2 Géométrie à deux canaux partiellement pontés .....	60
3.3.3 Géométrie à deux canaux pontés sur toute la longueur .....	61



3.3.4	Géométrie tri-canal .....	62
3.3.5	Géométrie quadri-canal .....	63
3.4	Intensité des échanges convectifs – coefficients de transfert thermique .....	64
3.5	Température d'entrée d'air .....	65
3.6	Conclusion.....	66
3.7	Bibliographie.....	68
4	Présentation du dispositif et du protocole expérimental.....	69
4.1	Installation solaire : la centrale Thémis .....	69
4.1.1	Configuration générale .....	69
4.1.2	Mesures et moyens d'évaluation de l'éclairement solaire .....	71
4.1.3	La boucle d'air pressurisée.....	76
4.2	Le module absorbeur et son environnement direct.....	77
4.2.1	Installation du module au sein du volume focal .....	77
4.2.2	Instrumentation du module.....	82
4.2.3	Mesures de pressions.....	84
4.2.4	Mesures du débit.....	84
4.2.5	Mesures des déformations .....	84
4.3	Configuration de tir expérimentale des héliostats .....	85
4.3.1	Fluxmétrie expérimentale .....	85
4.3.2	Protocole expérimental.....	90
4.4	Conclusion.....	91
5	Expérimentations réalisées et résultats.....	92
5.1	Essais significatifs réalisés .....	92
5.2	Essai au plus haut flux réalisé .....	95
5.2.1	Présentation des mesures effectuées en régime quasi-établi .....	95
5.2.2	Évolution temporelle de cet essai .....	96
5.3	Rupture du module absorbeur .....	98
5.3.1	Présentation de l'essai qui a conduit à la destruction de l'absorbeur .....	98
5.4	Conclusion sur les expérimentations du module absorbeur .....	101
5.5	Bibliographie.....	102
6	Comparaisons des résultats numériques et des mesures expérimentales.....	103
6.1	Températures de l'air.....	103
6.2	Températures du solide.....	104
6.2.1	Essai expérimental au plus haut flux .....	104
6.2.2	Essai à flux réduit .....	108
6.3	Déformations de l'absorbeur .....	109
6.3.1	Hypothèse des sur-contraintes sur le module .....	109

6.3.2	Hypothèse sur les propriétés du matériau .....	111
6.4	Conclusion sur les comparaisons simulations numériques/expérimentations .....	112
6.5	Bibliographie .....	113
7	Intégration de l'absorbeur à un récepteur solaire haute température.....	114
7.1	Présentation de l'étude .....	114
7.2	Résultats pour la technologie à réseau tubulaire .....	116
7.3	Résultats pour la technologie « actuateurs-riblets » .....	118
7.4	Comparaison des deux technologies .....	120
7.5	Conclusion sur la viabilité des absorbeurs métalliques en complétion des absorbeurs céramiques pour l'obtention d'un récepteur haute température complet .....	122
7.6	Bibliographie.....	123
	CONCLUSIONS GÉNÉRALES ET PERSPECTIVES.....	125
	ANNEXES .....	131
	Annexe A.....	132
	Annexe B.....	134
	Annexe C.....	136
	Annexe D.....	138
	Annexe E.....	140

# Table des figures

Figure 1 – Concept d'un absorbeur volumique (Buck, et al., 2002).....	17
Figure 2 – Concept d'une cavité active rectangulaire (Le Roux, et al., 2014).....	18
Figure 3 – Récepteur tubulaire à air conçu dans le cadre du projet SOLUGAS (Korzynietz, et al., 2012).....	19
Figure 4 – Concepts d'inserts tubulaires visant à améliorer les échanges convectifs : (a) insert hélicoïdal, (b) insert de bandes torsadées, (c) tube alvéolé, (d) insert de mousse poreuse (Soo Too & Benito, 2013).....	19
Figure 5 – Module d'un absorbeur métallique surfacique plat .....	20
Figure 6 – Vue en coupe du module absorbeur métallique .....	20
Figure 7 – Exemple d'arrangement envisagé pour 16 modules d'un récepteur d'une surface de 1,28m <sup>2</sup> (Grange, 2012).....	20
Figure 8 – Outils numériques et couplages utilisés pour simuler un absorbeur solaire céramique .....	33
Figure 9 -Illustration de l'algorithme de calcul du flux solaire incident par Solfast 4D dans le cas d'une réflexion unique.....	35
Figure 10 – Simulation du flux solaire concentré obtenu en haut de tour pour une stratégie de pointage à 12 héliostats .....	35
Figure 11 – Représentation du champ d'héliostats de la centrale Thémis. Les héliostats utilisés sont marqués en jaune. L'origine du repère est située au pied de la tour.....	36
Figure 12 – Représentation schématique de face et de profil de la cavité.....	36
Figure 13 – Distribution solaire dite "Gaussienne" – Obtenue lorsque tous les héliostats visent le centre de la cavité.....	37
Figure 14 – Distribution solaire dite "Plateau" .....	37
Figure 15 – Héliostats utilisés et stratégie de visée utilisée pour obtenir le flux "plateau" .....	37
Figure 16 – Distribution solaire dite "Décroissante" .....	38
Figure 17 – Héliostats utilisés et stratégie de visée utilisée pour obtenir le flux "décroissant" .....	38
Figure 18 – Exemples de distributions du flux solaire de l'héliostat B10 suivant l'axe horizontal et au centre de la tache solaire. ....	39
Figure 19 – Evolution de la concentration maximale des héliostats A13 et B12 en fonction de l'heure solaire (Mesures effectuées au cours du mois de juin).....	39
Figure 20 – Comparaison d'une distribution déterminée avec la méthode de reconstruction et une mesure de distribution effectuée dans la même configuration de visée – 11 héliostats ont été utilisés pour cette configuration.....	40
Figure 21 – Fonctionnement de l'algorithme DIRSOL.....	41
Figure 22 – Absorbeur et sa cavité : schéma et discrétisation.....	42
Figure 23 – Éléments tétraédrique et hexaédrique du premier ordre avec respectivement 4 et 8 nœuds .....	45
Figure 24 – Éléments tétraédrique et hexaédrique du second ordre avec respectivement 10 et 20 nœuds (également nommés éléments quadratiques).....	45
Figure 25 – Maillage tétraédrique – taille des éléments fixée à 5mm – vue de la coque inférieure.....	45
Figure 26 – Maillage tétraédrique – taille des éléments fixée à 5mm avec un raffinement local imposé à 2mm – vue de la coque inférieure.....	46
Figure 27 – Schématisation d'un module absorbeur et des différentes conditions limites qui lui sont appliquées.....	47
Figure 28 – Flux solaire incident imposé aux surfaces irradiées de l'absorbeur solaire .....	48
Figure 29 – Champs thermique (K) dans le module soumis à un flux décroissant .....	49
Figure 30 – Supports géométriques des conditions aux limites visant à fixer spatialement l'absorbeur50	

Figure 31 – Champ des contraintes principales maximales (MPa) subies par la face isolée du module absorbeur – Absorbeur soumis à un flux décroissant.....	50
Figure 32 – Photo des deux coques du module de 40cm avant assemblage.....	54
Figure 33 – Représentation adimensionnelle du flux imposé au module absorbeur de 40cm – Valeur moyenne de 360kW/m <sup>2</sup> .....	54
Figure 34 – Champ des contraintes principales maximales du module à échelle pilote laboratoire – Vue en coupe.....	55
Figure 35 – Géométrie initiale du module à échelle pilote dit « bi-canal ».....	56
Figure 36 – Détail d’un motif texturé.....	56
Figure 37 – Vue en coupe de la géométrie initiale de l’absorbeur hors brides – demi-largeur du module .....	56
Figure 38 – Configuration gaussienne - Flux simulé avec 12 héliostats - Le rectangle noir représente le récepteur placé au centre de la cavité. ....	57
Figure 39 – Configuration plateau - Flux simulé avec 12 héliostats - Le rectangle noir représente le récepteur placé au centre de la cavité. ....	58
Figure 40 – Configuration décroissante - Flux simulé avec 12 héliostats - Le rectangle noir représente le récepteur placé au centre de la cavité. ....	58
Figure 41 – Champ des contraintes principales maximales du module à géométrie bi canal soumis à un flux plateau.....	59
Figure 42 – Champ des contraintes principales maximales du module à géométrie bi canal soumis à un flux décroissant.....	59
Figure 43 – Géométrie du module bi-canal pontée amont .....	61
Figure 44 – Vue longitudinale (y) d’un module à géométrie bi-canal pontée amont.....	61
Figure 45 – Contraintes principales maximales subies par la coque inférieure du module à géométrie bi-canal pontée amont sous un flux décroissant - demi -largeur .....	61
Figure 46 – Détail sur la singularité des contraintes à la fin du pontage.....	61
Figure 47 – Contraintes principales maximales subies par la coque inférieure du module à géométrie bi-canal pontée sur toute la longueur sous un flux plateau – demi -largeur .....	62
Figure 48 – Contraintes principales maximales subies par la coque inférieure du module à géométrie bi-canal pontée sur toute la longueur sous un flux décroissant - demi -largeur .....	62
Figure 49 – Géométrie du module tri-canal .....	62
Figure 50 – Vue longitudinale (y) d’un module à géométrie tri-canal.....	62
Figure 51 – Contraintes principales maximales subies par la coque inférieure du module à géométrie tri-canal sous un flux plateau.....	63
Figure 52 – Vue longitudinale des contraintes principales maximales subies par la coque inférieure du module à géométrie tri-canal sous un flux plateau.....	63
Figure 53 – Dimensions (mm) des différents éléments de la géométrie « quadri-canal ». Vue de la coque irradiée. ....	63
Figure 54 – Contraintes principales maximales subies par la coque inférieure du module à géométrie quadri-canal sous un flux plateau.....	64
Figure 55 – Vue longitudinale des contraintes principales maximales subies par la coque inférieure du module à géométrie quadri-canal sous un flux plateau .....	64
Figure 56 – Vue aérienne de la tour de la centrale Thémis et du champ d’héliostats actuellement en activité.....	70
Figure 57 – Représentation du champ d’héliostats actuellement en activité avec en jaune les héliostats privilégiés pour les expérimentations.....	70
Figure 58 – Héliostat de la centrale Thémis en mission de pointage .....	70
Figure 59 – Cavité active présente au sein du foyer mini-Pégase avant son isolation – Vue de côté mettant en évidence les enroulements des canaux.....	71

Figure 60 – Schématisation de la cavité active et du positionnement du module absorbeur .....	71
Figure 61 – Représentation avec des cartographies d'iso éclairement des taches solaires de différents héliostats obtenues par imagerie en réflexion.....	72
Figure 62 – Héliostat E02 le 27-01-2016 à 11h56 : facteur de concentration de 37,2 .....	73
Figure 63 – Profil du flux au centre de l'écran pour l'héliostat E02 (Profil défini le long du segment jaune).....	73
Figure 64 – Panneau refroidi en fond de cavité et localisation des points de mesure ponctuels du flux .....	74
Figure 65 – Fluxmètre TG9000-25.....	74
Figure 66 – Barre de flux devant la cavité .....	75
Figure 67 – Une image issue du passage de la barre de flux acquise par la caméra CDD .....	75
Figure 68 – Exemples de visualisation de la distribution de l'éclairement solaire au fond de la cavité – Distributions obtenues avec respectivement en fond de cavité le panneau réfrigéré et le module absorbeur .....	76
Figure 69 – Vue d'ensemble du bâti du module .....	77
Figure 70 – Représentation schématique des libertés et fixations du bâti du module .....	77
Figure 71 – Éclaté de la fixation de la bride d'entrée avec ses deux degrés de liberté .....	78
Figure 72 – Une des deux connectiques céramique-métal .....	78
Figure 73 – Éclaté de la connectique céramique-métal .....	78
Figure 74 – Joint situé en sortie de module ayant cédé lors de la montée en température .....	79
Figure 75 – Joint d'entrée et joint de sortie utilisés lors d'essais solaires après fuite d'air.....	79
Figure 76 – Panneaux réfrigérés – Vue face arrière .....	80
Figure 77 – Panneaux réfrigérés avant peinture – Vue face avant .....	80
Figure 78 – Préparation des palans pour la mise en place de l'ensemble module / support / panneaux réfrigérés en fond de cavité. ....	80
Figure 79 – Coffrage de protection installé autour du module absorbeur – Les thermocouples utilisés pour l'acquisition sont également visibles .....	80
Figure 80 – Dessin d'ensemble du circuit aéraulique en haut de la tour de Thémis.....	81
Figure 81 – Dessin d'ensemble du montage module – face irradiée .....	81
Figure 82 – Vue d'ensemble du montage – face irradiée.....	81
Figure 83 – Dessin d'ensemble du montage module – face arrière .....	82
Figure 84 – Vue d'ensemble du montage – face arrière .....	82
Figure 85 – Implantation des prises de température d'air .....	83
Figure 86 – Implantation des prises de température du carbure de silicium .....	83
Figure 87 – Mise en place des thermocouples en face arrière et de l'isolation du module.....	84
Figure 88 – Thermocouples vissés dans l'isolant et pliés pour maintenir le contact thermocouple-module.....	84
Figure 89 – Implantation des prises de pression de l'air.....	84
Figure 90 – Mise en place du capteur de déformation longitudinal .....	85
Figure 91 – Schéma du haut de la tour. Localisation des plans et points de visée de référence. ....	86
Figure 92 – Comparaison d'un flux solaire décroissant selon qu'il est obtenu expérimentalement ou par simulation pour la même configuration de visée sous un DNI de 1000W/m <sup>2</sup> .....	87
Figure 93 – Visualisation des phénomènes d'ombrage rencontrés pour le foyer mini-pégase de la centrale THEMIS .....	87
Figure 94 – Pointage des différents héliostats pour l'obtention d'une distribution plateau et mesures de l'irradiation solaire en fond de cavité.....	88
Figure 95 – Visualisation de la distribution de flux en fond de cavité.....	88
Figure 96 – Comparaison du flux plateau simulé souhaité et du flux plateau expérimental obtenu .....	88

Figure 97 – Pointage des différents héliostats pour l'obtention d'une distribution décroissante et mesures de l'irradiation solaire en fond de cavité.....	89
Figure 98 – Visualisation de la distribution de flux en fond de cavité.....	89
Figure 99 – Comparaison du flux décroissant simulé souhaité et du flux décroissant expérimental obtenu.....	89
Figure 100 – Température maximale en face arrière en fonction de la puissance solaire incidente imposée et de la température d'entrée de l'air.....	93
Figure 101 – Gain de température sur l'air en fonction de la puissance solaire incidente imposée et de la température d'entrée de l'air.....	93
Figure 102 – Rendement de l'absorbeur en fonction de la puissance solaire incidente imposée et de la température d'entrée de l'air.....	94
Figure 103 – Déformation de l'absorbeur en fonction de la température maximale mesurée en face arrière.....	95
Figure 104 – Concentration du flux solaire incident final lors de l'essai.....	95
Figure 105 – Profil des températures d'air et du carbure de silicium en face arrière le long du module.....	96
Figure 106 – Variation du débit au cours de l'expérimentation.....	97
Figure 107 – Variation du DNI lors de la journée de l'expérimentation.....	98
Figure 108 – Évolution temporelle du débit massique et des températures d'air et d'absorbeur du module.....	99
Figure 109 – Profil du flux solaire incident imposé au module lors de sa destruction.....	100
Figure 110 – Comparaison des profils de température d'air mesurés et simulés via DIRSOL.....	104
Figure 111 – Champ thermique du module absorbeur simulé dans des conditions supposées identiques à celles rencontrées expérimentalement.....	105
Figure 112 – Comparaison des profils de température simulés et mesurés du carbure de silicium en face arrière pour le cas du plus haut flux solaire expérimenté.....	105
Figure 113 – Distribution solaire initiale et distribution solaire modifiée pour les simulations.....	106
Figure 114 – Comparaison des profils de température simulés et mesurés du carbure de silicium en face arrière pour le cas du plus haut flux solaire expérimenté.....	107
Figure 115 – Distribution solaire obtenue par l'utilisation combinée de 4 héliostats.....	108
Figure 116 – Comparaison des profils de température simulés et mesurés du carbure de silicium en face arrière pour un cas réalisé sous un flux de 27,2kW.....	108
Figure 117 – Comparaison des déformations simulées et mesurées.....	109
Figure 118 – Évolution de l'élongation du module absorbeur et des contraintes subies en fonction des forces extérieures qui lui sont appliquées.....	110
Figure 119 – Proposition pour un récepteur surfacique complet à échelle pilote – 1,2m x 1,2m (Grange, 2012).....	114
Figure 120 – Section de la géométrie initiale du module absorbeur « actuateur-riblets » avant prise en compte des optimisations nécessaires à la survie de module céramique.....	115
Figure 121 – Texturations pariétales « actuateurs/riblets » utilisées afin d'augmenter les échanges thermiques solide-fluide.....	115
Figure 122 – Insert tubulaire visant à augmenter les échanges thermiques solide-fluide.....	115
Figure 123 – Vue en coupe de la technologie à réseau tubulaire.....	115
Figure 124 – Température de l'air en sortie de l'absorbeur – Comparaison des résultats expérimentaux et des résultats de simulation sous DIRSOL.....	116
Figure 125 – Température maximale de la paroi irradiée de l'absorbeur – Comparaison des résultats expérimentaux et des résultats de simulation sous DIRSOL.....	117
Figure 126 – Domaine de fonctionnement après simulations sous DIRSOL pour le récepteur constitué de modules absorbeurs à réseau tubulaire.....	117

Figure 127 – Domaine de fonctionnement après simulations sous DIRSOL pour le récepteur constitué de modules absorbeurs actuateurs-riblets de 1,2m de longueur active.....	118
Figure 128 – Domaine de fonctionnement après simulations sous DIRSOL pour le récepteur constitué de modules absorbeurs actuateurs-riblets de 1,4m de longueur active.....	119
Figure 129 – Domaine de fonctionnement après simulations sous DIRSOL pour le récepteur constitué de modules absorbeurs actuateurs-riblets de 1,6m de longueur active.....	120
Figure 130 – Température de sortie d’air des modules absorbeurs en fonction du flux solaire incident pour un débit massique de 0,8kg/s .....	121
Figure 131 – Localisation possible des points de Gauss dans un élément tétraédrique .....	136
Figure 132 – Coordonnées des points de Gauss et pondérations associées.....	137
Figure 133 – Convergence des températures d'air à l'intérieur des canaux .....	138
Figure 134 - Convergence des coefficients d'échange convectif à l'intérieur des canaux.....	139

## INTRODUCTION

Dans le contexte actuel de la production d'électricité "*solaire*" par voie thermodynamique, deux axes de développement suscitent un intérêt majeur : les technologies de centrales cylindro-paraboliques et les technologies de centrales à tour. Une des voies d'amélioration passe inévitablement par la recherche de cycles thermodynamiques à hautes températures, offrant ainsi un meilleur rendement de conversion. Il est clair que les centrales à tour (foyer ponctuel) ont un potentiel plus important que les centrales cylindro-paraboliques pour obtenir de fortes concentrations permettant de travailler à des températures et des pressions élevées.

Le cycle de conversion thermodynamique de type Brayton, mis en œuvre dans les turbines à gaz (TAG), est un des meilleurs candidats pour l'application solaire. Cette technologie est connue sous le nom de centrale HSGT (Hybrid Solar Gas Turbine). De l'air pressurisé est utilisé comme fluide caloporteur. Dans le récepteur solaire, l'air est porté à des températures de l'ordre de 1000°C ou plus, avant sa détente dans la turbine. Une hybridation (combustibles fossiles) permet d'apporter le complément de chaleur nécessaire si le récepteur n'a pas permis d'atteindre les températures de fonctionnement de la turbine (entre 900 et 1300°C). Cette hybridation permet d'assurer une production constante d'électricité sur l'ensemble de la journée. Le gaz d'échappement de la turbine étant encore chargé d'énergie, il est possible d'adjoindre, en sortie, un cycle à vapeur qui récupère la chaleur, améliorant ainsi le rendement global de l'installation. On parle alors de cycle combiné. Le rendement d'une installation à cycle combiné est très important et représente un gain relatif de l'ordre de 50 % par rapport aux technologies des centrales solaires aujourd'hui maîtrisées.

Les réalisations de centrales HSGT à taille pilote industriel mettent principalement en œuvre des récepteurs volumiques (European Communities, 2005). Cependant les récepteurs volumiques ont besoin, pour fournir de l'air sous pression, d'un échangeur supplémentaire en aval du récepteur ou d'une fenêtre transparente au rayonnement solaire à l'entrée de celui-ci. Cela limite son potentiel d'évolution à grande échelle industrielle. Une alternative intéressante réside dans les récepteurs surfaciques. L'objectif du projet Solhyco (Solar hybrid power and cogeneration plants) est de développer un récepteur surfacique tubulaire métallique à faible coût : c'est donc un compromis entre efficacité, pertes de charge, résistance et coûts réduits (Amsbeck, Buck, Heller, Jedamski, & Uhlig, 2008).

En France, le laboratoire CNRS-PROMES et le CEA-LITEN ont mis au point, dans le cadre du Projet PEGASE, un module métallique de récepteur surfacique. Cependant, la température maximale de tenue mécanique des matériaux métalliques (950°C) limite la température de sortie du gaz.

Plus récemment, le Projet SiCSOL, associant trois partenaires CNRS-PROMES, les industriels TOTAL et MERSEN-Boostec, a permis de concevoir et de valider expérimentalement un récepteur surfacique en céramique capable de supporter des températures en face avant supérieures à 1000°C (Daguenet-Frick, 2011)(Colleoni, 2013).

L'utilisation des matériaux céramiques pour la réalisation de récepteurs solaires haute température est intéressante car elle permet d'obtenir des performances élevées au niveau du cycle thermodynamique et d'augmenter, de ce fait, la fraction solaire dans une centrale HSGT. Cependant, leur mise en œuvre est plus délicate et pointue que celle des métaux, du fait de leur comportement thermomécanique.

En général, du point de vue mécanique, les céramiques sont peu sensibles aux contraintes en compression, mais très fragiles en traction (Boniface, 2010). Ces caractéristiques nécessitent donc une analyse fine du comportement thermomécanique du récepteur à l'échelle réelle (géométrie, cinétique



de chauffage et de refroidissement, niveau maximum de température). Il en va de sa fiabilité et en conséquence de sa durée de vie. Sa conception, issue d'une étude uniquement thermique, doit être revue afin de s'assurer en priorité de son intégrité sous les contraintes thermomécaniques occasionnées pendant son régime de chauffage et de refroidissement (transitoires et stationnaires).

L'objectif de cette thèse est de mettre au point une approche numérique suivie d'une validation expérimentale qui permette d'appréhender le comportement thermique et mécanique de ces absorbeurs solaires. L'obtention d'un critère qui permet d'estimer le risque encouru par l'absorbeur est nécessaire. L'expérimentation d'un module absorbeur en céramique à échelle pilote a été également mise en œuvre.

Le **chapitre 1**, situe le contexte dans lequel s'inscrit ce travail de thèse et présente différentes technologies de récepteurs solaires haute température haute pression. Nous présentons ensuite les justifications qui concernent le choix de la technologie que nous avons étudiée, les problématiques qui en résultent et les matériaux candidats pour cette application.

Le **chapitre 2** introduit quant à lui les différents phénomènes physiques qui s'appliquent à un absorbeur solaire céramique en fonctionnement, à savoir les échanges thermiques et l'aspect mécanique du problème. Seront également présentées les hypothèses simplificatrices prises en compte et les couplages entre les différents phénomènes physiques. Enfin, nous développerons la manière dont sont simulés ces phénomènes et les logiciels utilisés à cette fin.

Dans le but de valider la technologie retenue, nous avons mis au point un absorbeur solaire en carbure de silicium pour le tester sur le site expérimental de Thémis. Le **chapitre 3** présente les simulations qui ont été menées en amont de la fabrication du module et les résultats associés. Ces simulations visent à optimiser la géométrie de l'absorbeur et les conditions nominales de fonctionnement, afin d'améliorer son comportement thermomécanique et de réduire la probabilité de rupture qui en résulte.

Les informations relatives à l'expérimentation de l'absorbeur font l'objet du **chapitre 4**. Sont décrites les informations qui concernent le site expérimental de Thémis, en particulier le foyer mini-Pégase (équipements et moyen d'acquisition) et l'environnement du module (intégration du module au sein du foyer, mesures effectuées). Nous présentons également la campagne de fluxmétrie expérimentale qui a été menée dans le but de connaître et de contrôler le flux solaire incident que nous imposons à l'absorbeur durant les expérimentations. Enfin, nous expliciterons le protocole expérimental retenu.

Le **chapitre 5** porte sur les différentes expérimentations qui ont été réalisées. Nous présentons les résultats obtenus, les analyses qui en découlent et les apports de ces tests expérimentaux.

Le **chapitre 6** quant à lui présente des comparaisons effectuées entre les résultats expérimentaux et des résultats numériques dans le but de valider la méthode de calcul utilisée pour simuler le module absorbeur. Nous présentons les hypothèses émises et qui permettent d'expliquer les différences constatées.

L'intégration du module absorbeur céramique étudié dans un récepteur complet est abordée dans le **chapitre 7**. Nous avons imaginé un récepteur surfacique bi-étagé utilisant des modules métalliques pour les températures « moyennes » et des modules céramiques pour les températures « hautes ». Un ensemble de simulations a été mené afin d'étudier la possibilité pour ces modules métalliques d'assurer la chauffe de l'air de 350°C à 700°C.

## **Bibliographie**

Amsbeck, L., Buck, R., Heller, P., Jedamski, J., & Uhlig, R. (2008). Development of a tube receiver for a solar-hybrid microturbine system. *Proceedings of 14th SolarPACES International Symposium, Las Vegas, USA* .

Boniface, B. (2010). *Modélisation thermo-mécanique et fiabilité des échangeurs réacteurs en carbure de silicium*. Toulouse, France: Université de Toulouse.

Colleoni, A. (2013). *Intensification des transferts de chaleur en régime turbulent pour le développement d'un récepteur solaire surfacique à haute température en céramique*, Thèse. UPVD, Perpignan, France.

Daguenet-Frick, X. (2011). *Etudes numériques et expérimentales des écoulements turbulents dans les échangeurs à chauffage asymétrique. Application aux récepteurs solaires à haute température*. - Thèse. Perpignan, France: UPVD.

European Communities. (2005). *SOLGATE : solar hybrid gas turbine electric power system*.

# **1 Les récepteurs solaires pour la production d'air pressurisé à haute température**

Les applications des récepteurs solaires sont légion et offrent une réponse concrète à des problèmes d'approvisionnement énergétiques et environnementaux (Kalogirou, 2004). La production d'électricité par voie thermodynamique, via l'utilisation de chaleur haute température, a déjà été envisagée depuis plusieurs décennies. Les recherches concernant la conception des récepteurs solaires utilisant le rayonnement solaire concentré et capables de produire cette chaleur ont commencé après les répercussions du premier choc pétrolier de 1971. Si cet intérêt pour la production d'énergie par voie solaire thermodynamique n'a été que passer et laissé en sommeil pendant longtemps, il connaît un regain d'attention depuis une dizaine d'années suite à l'objectivation des problèmes que sont la raréfaction des réserves d'énergie fossile et ses conséquences.

La démonstration de la faisabilité technique d'une telle technologie a déjà été prouvée à maintes reprises (Ávila-Marín, 2011) (Behar, et al., 2013) et plusieurs centrales commerciales de production d'électricité sont actuellement en fonctionnement à travers le monde (Ivanpah Solar Power Facility, USA ; Solnova Solar Power Station, Espagne...). Elles fonctionnent avec des récepteurs à fluide de travail liquide. On distingue généralement deux technologies :

- Les centrales commerciales cylindro-paraboliques ou à miroir de Fresnel à foyer linéaire, centrales actuellement les plus répandues (Tian & Zhao, 2013) car plus aisées à mettre en place, qui travaillent avec des huiles pour des températures comprises entre 300°C et 450 °C.
- Les centrales à tour à foyer ponctuel qui travaillent avec des sels fondus ou vapeur surchauffée pour des températures de l'ordre de 550°C.

Ces températures que l'on pourrait qualifier arbitrairement de "moyennes" et "hautes" restreignent à l'utilisation de certains cycles thermodynamiques (type Rankine) et donc brident les rendements atteints. Une des voies envisagées pour repousser ces limitations est donc d'augmenter la température du fluide de travail afin d'utiliser des cycles thermodynamiques à meilleur rendement de conversion (type cycles combinés : cycle Brayton-Joules couplé à un cycle Rankine). La température haute requise est alors à minima de 1000°C.

On s'interrogera donc sur la conception d'un récepteur solaire capable de chauffer suffisamment le fluide tout en résistant aux conditions de travail extrêmes auxquelles il est soumis. Le matériau devra être choisi en conséquence.

## **1.1 Récepteurs solaires**

Si les centrales actuelles ne dépassent pas les températures susmentionnées, c'est qu'en cas contraire, elles dégraderaient les propriétés de leurs fluides de travail. Il est important que le fluide à chauffer dans le récepteur soit sélectionné en fonction des conditions de travail liées au cycle thermodynamique choisi. Pour les applications faisant appel à un cycle Brayton notamment, il est nécessaire d'obtenir un gaz à des températures au-delà de 1000°C et sous pression (7-12 bar). Le choix de l'air offre les avantages suivants :

- C'est un fluide gratuit et abondant
- Il ne présente aucun risque de pollution environnementale

- Il ne présente pas de problème de détérioration pour nos températures de travail
- Il peut être utilisé directement dans le cycle thermodynamique ce qui rend inutile l'utilisation d'un échangeur de chaleur et élimine les pertes d'efficacité associées

Quelques inconvénients sont néanmoins présents. Sa conductivité thermique et sa capacité thermique volumique relativement faible rendent difficile les échanges de chaleur efficaces entre le récepteur et l'air. L'oxygène peut oxyder le récepteur en fonction des matériaux utilisés.

Après analyse de ces différents éléments, c'est cette solution que nous avons choisie (Vrinat, 2007) (Colleoni, 2013). En conséquence, nous ne présenterons par la suite que les concepts principaux des récepteurs solaires utilisant du gaz et en particulier de l'air comme fluide caloporteur. Ces récepteurs sont capables d'atteindre de très hautes températures au-delà de 700°C pour des efficacités entre 80% et 90% (Ho & Iverson, 2014). On distingue deux familles de récepteurs : les récepteurs volumiques et les récepteurs surfaciques.

### 1.1.1 Récepteurs volumiques

Les récepteurs volumiques ont pour ambition d'absorber le flux solaire concentré dans leur volume. Ils utilisent des milieux poreux métalliques ou céramiques, tel que des mousses ou des structures en nid d'abeille, pour laisser le flux rentrer à l'intérieur du volume où circule le fluide. Certains récepteurs peuvent atteindre de hautes températures (800°C) pour des rendements moyens (50-60%) (Ávila-Marín, 2011) (Ho & Iverson, 2014).

Un état de l'art des concepts d'absorbeurs volumétriques a été réalisé en 2011 (Ávila-Marín, 2011). Parmi ceux-ci, on pourra mentionner un absorbeur fait de mousse en polymères composites renforcés (RPC) à l'intérieur d'une cavité cylindrique (Figure 1). Si les simulations indiquent la possibilité d'atteindre des rendements de 78% pour une température de gaz de 1000°C, les expérimentations montrent des rendements de 78% pour des températures d'air de 533°C ou d'hélium à 619°C (Pozivil, et al., 2014).

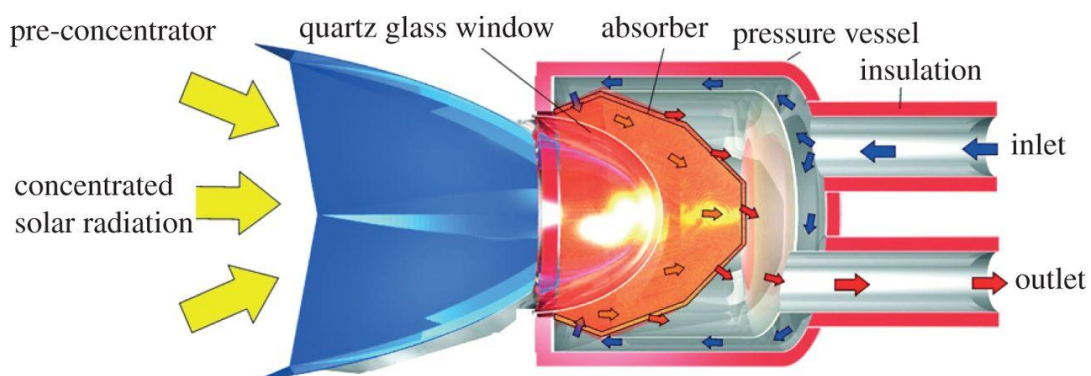


Figure 1 – Concept d'un absorbeur volumique (Buck, et al., 2002)

Les problèmes techniques notables des récepteurs volumiques sont la durée de vie des matériaux absorbants, l'instabilité de l'écoulement à l'intérieur du volume absorbeur et l'optimisation de la géométrie du milieu poreux pour maximiser les performances thermiques (Ho & Iverson, 2014) (Ávila-Marín, 2011). Dans le cas des récepteurs volumiques ouverts et donc à pression atmosphérique, il faut soit procéder à un échange thermique avec un gaz sous pression ce qui requiert un échangeur supplémentaire, soit procéder à la compression du fluide à haute température ce qui peut s'avérer très contraignant. Dans le cas des récepteurs volumiques pressurisés, nous avons principalement

l'utilisation d'une fenêtre transparente au flux solaire permettant ainsi de maintenir la pression à l'intérieur du récepteur (Buck, et al., 2002) mais qui peut s'avérer être une faiblesse de la technologie.

### 1.1.2 Récepteurs surfaciques

Contrairement aux absorbeurs volumiques, les absorbeurs surfaciques absorbent le flux solaire sur une surface. L'énergie absorbée est transformée en chaleur et transmise au reste du volume de l'absorbeur par conduction. Elle est ensuite transmise au fluide de travail par convection. La surface absorbante soumise au flux solaire étant fortement sujette aux pertes thermiques, radiatives comme convectives, on envisagera de manière quasiment systématique de placer l'absorbeur à l'intérieur d'une cavité afin de réduire ces pertes. La cavité pourra éventuellement être active c'est-à-dire servir au préchauffage du fluide de travail avant l'alimentation de l'absorbeur. La cavité pourra par exemple être constituée d'un enroulement de canaux où circule le fluide (Figure 2). Des simulations indiquent la possibilité d'atteindre des efficacités entre 45% et 70% (Le Roux, et al., 2014).

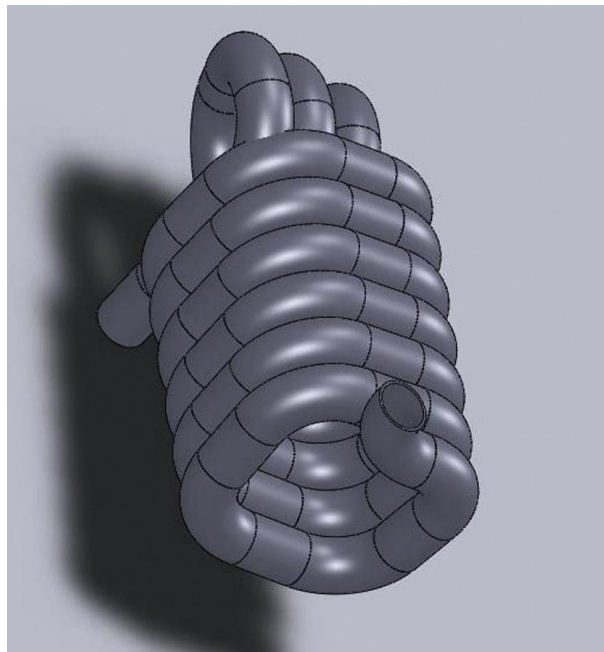


Figure 2 – Concept d'une cavité active rectangulaire (Le Roux, et al., 2014)

#### 1.1.2.1 Récepteur surfacique tubulaire

Le concept de réseau tubulaire absorbeur est fréquemment envisagé pour les récepteurs surfaciques pressurisés. Il s'agit ni plus ni moins d'un réseau de tubes qui forment une cavité ou tapissent une paroi. Ils sont parcourus par un fluide et soumis à un flux solaire concentré.

On pourra parler du récepteur du projet SOLUGAS (Figure 3) (Korzynietz, et al., 2012) qui est capable d'atteindre 800°C (Queroa, et al., 2014).

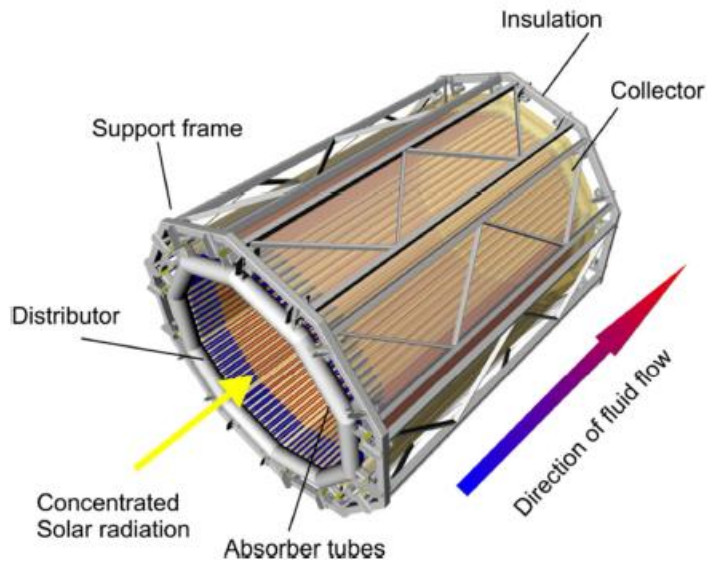


Figure 3 – Récepteur tubulaire à air conçu dans le cadre du projet SOLUGAS (Korzynietz, et al., 2012)

Une proposition d'optimisation du concept a été faite (Uhlig, et al., 2014). Les travaux prédisent un rendement entre 75 et 83% en fonction de la taille de l'installation et de la possibilité d'utiliser une fenêtre à l'entrée de la cavité pour réduire les pertes convectives. Le point de fonctionnement nominal est fixé à 800°C et 10bar.

En vue d'améliorer les échanges absorbeur-fluide, différents inserts ou structures à l'intérieur des tubes ont été proposés (Figure 4) (Soo Too & Benito, 2013).

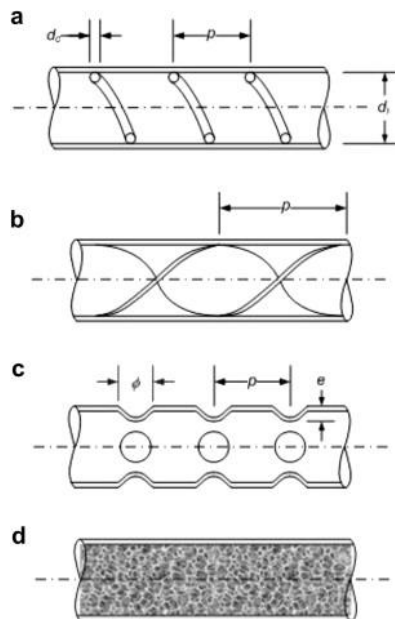


Figure 4 – Concepts d'inserts tubulaires visant à améliorer les échanges convectifs : (a) insert hélicoïdal, (b) insert de bandes torsadées, (c) tube alvéolé, (d) insert de mousse poreuse (Soo Too & Benito, 2013)

### 1.1.2.2 Récepteur surfacique plat

Les récepteurs surfaciques plats absorbent, comme leur nom l'indique, le flux solaire via une surface plane ou un ensemble de surfaces planes (modules) qui sont alors généralement disposées au sein d'une cavité. On peut alors imaginer différentes configurations à l'intérieur du module ainsi chauffé,

qu'il s'agisse de tubes, de canaux, d'un milieu poreux ou d'une autre configuration visant à améliorer les échanges gaz-paroi.

On présentera pour exemple un absorbeur métallique conçu pour chauffer un débit d'air de 800g/s de 350°C à 750°C (Figure 5) (Grange, et al., 2011). Il est constitué d'une matrice de cuivre visant à distribuer la chaleur à l'intérieur du volume et possède une enveloppe en Inconel 600 pour protéger le cuivre des agressions extérieures, principalement l'oxydation. Il est ici parcouru par trois rangées de tubes qui présentent des inserts hélicoïdaux (Figure 6).

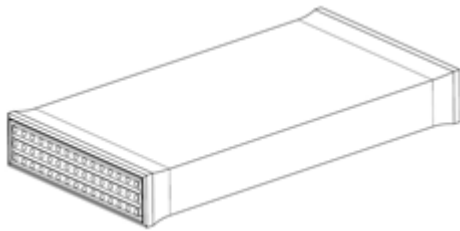


Figure 5 – Module d'un absorbeur métallique surfacique plat

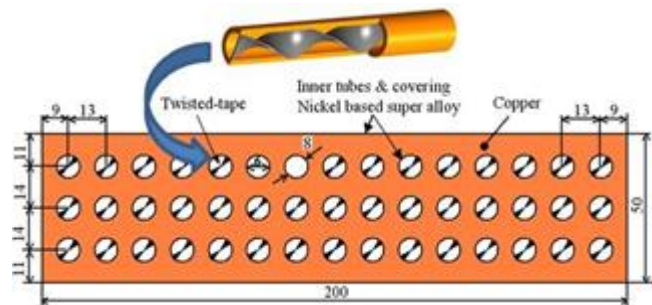


Figure 6 – Vue en coupe du module absorbeur métallique

Au vu des grandes surfaces requises pour des centrales solaires de grande puissance, la technologie des absorbeurs surfaciques plats est couramment envisagée avec une conception modulaire et éventuellement une alimentation en fluide des modules en cascade (Figure 7).

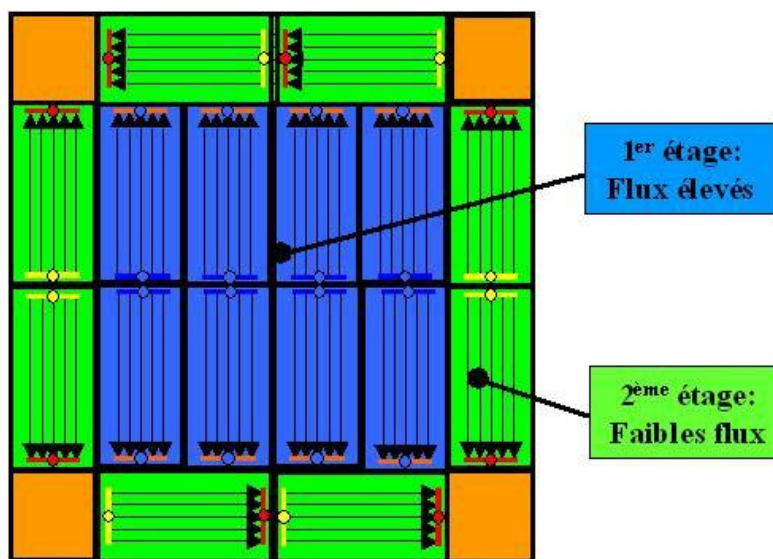


Figure 7 – Exemple d'arrangement envisagé pour 16 modules d'un récepteur d'une surface de 1,28m<sup>2</sup> (Grange, 2012)

Les avantages de cet aspect modulaire sont multiples. La fabrication s'en trouve facilitée ce qui réduit les coûts. Les contraintes dues à la taille de l'installation sont évacuées puisqu'il s'agira alors de modifier le nombre total de modules. De même, la température de travail peut être modulée en fonction de la stratégie d'alimentation en gaz et du couplage des modules (augmenter le nombre de passage augmentera la température finale atteinte). Par contre il peut être compliqué de concevoir cette stratégie d'alimentation et de mettre en place les connectiques qui en résultent (Colleoni, 2013). C'est cette technologie qui a été retenue pour le développement de notre absorbeur solaire pressurisé haute température.

## 1.2 Matériaux pour absorbeurs solaires à très haute température

Le choix du ou des matériaux utilisés pour la conception de récepteurs fonctionnant au delà de 1000°C est extrêmement important puisqu'il conditionne fortement sa viabilité, sa durée de vie ainsi que ses performances thermiques. Il se doit de pouvoir résister aux fortes sollicitations thermiques et mécaniques qui seront rencontrées ainsi qu'aux problèmes de corrosion. Il est également important de prendre en compte les contraintes dues aux procédés de fabrication et les coûts.

Il existe plusieurs types de matériaux capables de nous intéresser. Notamment parmi les métaux, les céramiques et les matériaux composites.

### 1.2.1 Matériaux métalliques, alliages et dérivés

On peut penser aux matériaux standards tels que les aciers inoxydables qui possèdent une bonne tenue mécanique ainsi qu'une forte résistance à la corrosion. Théoriquement utilisables jusqu'à des températures de 700°C voire 800°C, ils sont en pratique généralement limités aux alentours de 600°C. Un niveau de température trop faible pour notre absorbeur.

Des métaux comme le tungstène ou le tantale résistent à des températures de l'ordre de 2200°C mais sont fortement sujets aux problèmes d'oxydation. Les utiliser pour notre application requerrait de travailler avec un fluide de travail et une atmosphère neutre, ce que nous avons trouvé trop contraignant.

Des superalliages ont été mis au point pour tenter de trouver un compromis entre ces différents problèmes. Principalement à base de nickel, fer-nickel ou de cobalt, ils peuvent travailler à des températures effectives de 900°C sans problème de corrosion et en conservant de bonnes propriétés mécaniques.

Pour notre application, on pensera notamment à l'inconel 800H (Daguenet-Frick, 2011), super alliage principalement composé de fer (39,5%), de nickel (30 à 35%) et de chrome (19 à 23%). Il possède une température de fusion élevée (Tableau 1) même si on en limitera l'usage à des températures de 900°C afin d'éviter les problèmes de ductilité. L'oxydation ne pose pas problème de dégradation pour ce matériau qui garde une émissivité de 0,86 une fois oxydé à 800°C. La conductivité thermique est quant à elle un peu faible (Tableau 2) mais acceptable compte tenu des autres performances du matériau.

<b>Propriétés</b>	
Température de fusion [°C]	1357 – 1385
Masse volumique [kg/m <sup>3</sup> ]	7940
Capacité thermique [J/kg.K]	460

Tableau 1 – Propriétés physique de l'inconel 800H

<b>Propriétés</b>	<b>500°C</b>	<b>600°C</b>	<b>700°C</b>	<b>800°C</b>	<b>900°C</b>
Conductivité thermique [W/m.K]	19,5	21,1	22,8	24,7	27,1
Coefficient de dilatation thermique [10 <sup>-6</sup> /K]	16,8	17,1	17,5	18,0	-
Module d'Young	165,0	157,7	150,1	141,3	-
Coefficient de Poisson	0,367	0,373	0,381	0,394	-

Tableau 2 - Propriétés physique de l'inconel 800H en fonction de la température



Il s'agit donc d'un candidat aux propriétés intéressantes mais travaillant à des températures trop faibles (900°C) pour notre application spécifique (air à plus de 1000°C). Il est toutefois possible d'imaginer un récepteur solaire multi-étagés (Figure 7) où le premier étage, travaillant à plus faible température, est constitué de modules absorbeurs métalliques.

### 1.2.2 Matériaux céramiques : choix du carbure de silicium

Les céramiques peuvent offrir des matériaux résistant à l'oxydation et des températures de 1650°C selon leur nature et leur réseau cristallin.

Des céramiques telles que l'alumine (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>), la mullite ou le zircon auraient pu faire de bons candidats de par leurs températures maximales d'utilisation, entre 1200°C et 1800°C selon les compositions chimiques (Andermancerceramics, 2016). Cependant, leurs conductivités thermiques relativement faibles, d'autant plus aux hautes températures, est un frein pour le développement d'un absorbeur solaire faisant office d'échangeur thermique. La conductivité thermique de l'alumine, de 29W/m/K à température ambiante, chute à 6,2 W/m/K à 1000°C (U.S. National Library of Medicine, 2010).

Parmi les céramiques envisagées pour notre absorbeur solaire, nous avons retenu un carbure de silicium (SiC) ; en l'occurrence un carbure de silicium fritté naturel de type  $\alpha$  fabriqué par la société BOOSTEC (MERSEN BOOSTEC, 2016). Ce matériau offre plusieurs avantages. Il peut travailler à 1400°C sous air sans subir d'oxydation dommageable. Il possède une bonne absorptivité dans le spectre solaire à haute température, autour de 0,85. Et enfin, il garde une bonne conductivité thermique à haute température (45W/m<sup>2</sup>.K à 1000°C) ce qui est un avantage non négligeable pour un échangeur thermique.

L'inconvénient majeur est son comportement mécanique. De par sa nature de céramique, le carbure de silicium possède un comportement fragile qui peut conduire à la destruction de la pièce lorsqu'elle est soumise à des contraintes de tractions. Cette fragilité est acquise lors de la fabrication de la céramique.

Le carbure de silicium est fabriqué à partir d'une poudre initiale, mélange de silice (SiO<sub>2</sub>) et de carbone (C) selon l'équation réactionnelle :  $SiO_2 + 2C \rightarrow SiC + CO_2$ . Cette poudre est généralement broyée et malaxée afin d'obtenir une granulométrie et un mélange homogène. Des blocs de matière mécaniquement stables sont ensuite constitués par pressage isostatique. Ces blocs sont ensuite usinés pour obtenir les géométries souhaitées pour les pièces. Les variations dimensionnelles (retrait) due au frittage sont bien évidemment anticipées. Une fois une pièce en crue obtenue, l'étape suivante consiste à la cuire (2000-2200°C). Les propriétés thermomécaniques de la céramique sont ainsi obtenues par frittage. Durant ce frittage, divers phénomènes (évaporation, condensation, diffusion en surface, diffusion en volume, diffusion aux joints de grain) permettent une densification et une croissance des grains de SiC. C'est durant cette étape qu'est induite la fragilité du SiC, notamment par la subsistance de pores résiduels entre les grains de SiC et l'apparition de défauts aux joints de grains (Hild, 1992).

Si les températures rencontrées pour notre application seront à même d'être supportées par le SiC, des gradients de thermiques générés vont nécessairement engendrer des dilatations et par voie de conséquence, des contraintes mécaniques. Il convient donc d'être prudent vis-à-vis du comportement thermomécanique puisqu'il traduit directement la survie des modules absorbeurs.

C'est cependant vers ce matériau que s'est porté notre choix. Notre étude porte en grande partie sur l'optimisation de la viabilité mécanique d'un absorbeur en carbure de silicium quitte à abaisser quelque peu ses performances thermiques.

Ainsi, ce manuscrit transcrit les travaux effectués dans l'objectif d'aboutir à un absorbeur céramique très haute température viable et de prédire son comportement thermique et mécanique. Ces travaux comprennent les études numériques, l'optimisation de la géométrie du module et des conditions nominales de travail ainsi que les essais expérimentaux effectués à la centrale Thémis.

### 1.3 Bibliographie

- Andermancermaterials, 2016. *Propriétés de diverses céramiques techniques industrielles*. [En ligne] Available at: [http://www.ewf.fr/technical\\_ceramics\\_technical.htm](http://www.ewf.fr/technical_ceramics_technical.htm) [Accès le 2016].
- Ávila-Marín, A. L., 2011. Volumetric receivers in Solar Thermal Power Plants with Central Receiver System technology: A review. *Solar Energy*, Volume 85, pp. 891-910.
- Behar, O., Khellaf, A. & Mohammedi, K., 2013. A review of studies on central receiver solar thermal power plants. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 23, pp. 12-39.
- Buck, R. et al., 2002. Solar-hybrid gas turbine-based power tower systems (REFOS). *Solar Energy Eng.*, Volume 124.
- Capaillère, J., Toutant, A., Olalde, G. & Boubault, A., 2014. Thermomechanical behavior of a plate ceramic solar receiver irradiated by concentrated sunlight. *Solar Energy*, Issue 110, pp. 174-187.
- Colleoni, A., 2013. *Intensification des transferts de chaleur en régime turbulent pour le développement d'un récepteur solaire surfacique à haute température en céramique*, Thèse. s.l.:UPVD, Perpignan, France.
- Colleoni, A., Toutant, A. & Olalde, G., 2014. Simulation of an innovative internal design of plate solar receiver: Comparison between RANS and LES results. *Solar Energy*, Issue 105, pp. 732-741.
- Colleoni, A., Toutant, A., Olalde, G. & Foucaut, J.-M., 2013. Optimization of winglet vortex generators combined with riblets for wall/fluid heat exchange enhancement. *Applied Thermal Engineering*, Issue 50, pp. 1092-1100.
- Daguenet-Frick, X., 2011. *Etudes numériques et expérimentales des écoulements turbulents dans les échangeurs à chauffage asymétrique. Application aux récepteurs solaires à haute température*. - Thèse. Perpignan, France: UPVD.
- Daguenet-Frick, X., Toutant, A., Fall, R. & Bataille, F., 2009. Numerical analysis of high temperature pressurized-air solar receiver. *Proc. SolarPACES*.
- Grange, B., 2012. *Modélisation et dimensionnement d'un récepteur solaire à air pressurisé pour le projet PEGASE* - Thèse. Perpignan, France: UPVD.
- Grange, B. et al., 2011. Thermal Performances of a High Temperature Air Solar Absorber Based on Compact Heat Exchange Technology. *Solar Energy*, Volume 133.
- Hild, F., 1992. *De la rupture des matériaux à comportement fragile* - Thèse. s.l.:Université Pierre et Marie Curie - Paris VI.
- Ho, C. K. & Iverson, B. D., 2014. Review of high-temperature central receiver designs for concentrating solar power. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 29, pp. 835-846.
- Kalogirou, S. A., 2004. Solar thermal collectors and applications. *Energy and Combustion Science*, Volume 30, p. 231-295.

Korzynietz, R., Quero, M. & Uhlig, R., 2012. *SOLUGAS – Future solar hybrid technology*. Marrakech, s.n.

Le Roux, W., Bello-Ochende, T. & Meyer, J., 2014. The efficiency of an open-cavity tubular solar receiver for a small-scale solar thermal Brayton cycle. *Energy Conversion and Management*, Volume 84, pp. 457-470.

MERSEN BOOSTEC, 2016. *Carbure de Silicium fritté*. [En ligne] Available at: <https://www.mersen.com/produits/solutions-et-materiaux-avances-pour-hautes-temperatures/produits-en-carbure-de-silicium-fritte.html> [Accès le 2016].

Pozivil, P., Aga, V., Zagorskiy, A. & Steinfeld, A., 2014. A pressurized air receiver for solar-driven gas turbines. *Energy procedia*, Volume 49, pp. 498-503.

Queroa, M. et al., 2014. Solugas – Operation Experience of the First Solar Hybrid Gas Turbine System at MW Scale. *Energy Procedia*, Volume 49, pp. 1820-1830.

Soo Too, Y. & Benito, R., 2013. Enhancing heat transfer in air tubular absorbers for concentrated solar thermal applications. *Applied Thermal Engineering*, 50(1), pp. 1076-1083.

Tian, Y. & Zhao, C., 2013. A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications. *Applied Energy*, Issue 104, pp. 538-553.

U.S. National Library of Medicine, 2010. *HSDB: Aluminium Oxide*. [En ligne] Available at: <https://toxnet.nlm.nih.gov/cgi-bin/sis/search/r?dbs+hsdb:@term+@rn+@rel+1344-28-1> [Accès le 2016].

Uhlig, R. et al., 2014. Strategies enhancing efficiency of cavity receivers. *Energy Procedia*, Volume 49, pp. 538-550.

Vrinat, M., 2007. *Développement d'un récepteur solaire à gaz à très haute température basé sur une technologie d'échangeurs compacts en vue de la production d'énergie par voie solaire thermodynamique -Thèse*. Laboratoire PROMES, Odeillo, FRANCE: s.n.

## **2 Simulations, outils numériques et couplages**

L'étude des récepteurs solaires à haute température fait intervenir de nombreux phénomènes physiques : la mécanique des fluides pour les échanges au sein de l'échangeur ou les pertes convectives à l'extérieur, la thermique pour le rayonnement solaire concentré reçu, les pertes, la conduction dans le solide et le transfert fluide/solide, la mécanique des solides pour les contraintes subies par l'absorbeur. Tous ces phénomènes sont couplés à des degrés plus ou moins élevés. Dans le cadre de ce travail, on s'intéresse plus particulièrement au comportement thermomécanique de l'absorbeur solaire. On se concentre donc sur son comportement thermique, notamment la conduction en son sein, et à la mécanique du solide.

Ce chapitre introduira dans un premier temps les phénomènes physiques qui sont rencontrés lors de l'étude de notre absorbeur solaire céramique, à savoir les aspects thermiques et mécaniques du problème, leurs interactions mais également la manière d'appréhender le critère à la rupture d'une pièce céramique. Les équations associées à ces phénomènes seront présentées.

Dans un second temps nous aborderons la manière dont est simulé l'absorbeur, à savoir les logiciels utilisés, leurs couplages ainsi que les hypothèses de calcul retenues.

### **2.1 Équations**

La description de la thermomécanique de ce mémoire s'inspire de (Ranc, 2003) auquel on pourra se référer.

#### **2.1.1 Mise en équations du problème thermomécanique**

##### **2.1.1.1 Mécanismes physiques**

Comme son nom l'indique, un problème thermomécanique est un problème dans lequel on rencontre simultanément des problèmes thermiques et des problèmes mécaniques. Ces deux problèmes peuvent être couplés (couplage thermomécanique). Ce couplage peut s'effectuer dans les deux sens.

Le chauffage d'un matériau entraîne sa dilatation et donc sa déformation. Si cette déformation est restreinte, on a création de contraintes. Ici la sollicitation thermique (apport de chaleur) est à l'origine du problème mécanique (contraintes et déformations). C'est le cas que nous rencontrons lors de la simulation du comportement d'un module d'absorbeur solaire.

A contrario, la déformation du matériau peut entraîner un échauffement plus ou moins important du matériau. Ici, c'est le phénomène mécanique qui est à l'origine du phénomène thermique.

##### **2.1.1.2 Mise en équations du problème mécanique**

L'équilibre mécanique d'un système est donné par le **principe fondamental de la dynamique** : la résultante des efforts appliqués à un élément de volume (forces volumiques, surfaciques et d'inertie) est nulle.

On considère un milieu matériel soumis à une force volumique  $\rho \vec{g}$  (gravité). Les efforts de cohésion sont représentés par le tenseur des contraintes  $\sigma$  symétrique. On considère  $\vec{v}$  le champ de vitesse du

milieu avec son accélération  $\vec{\gamma} = \frac{d\vec{v}}{dt}$ . On peut alors écrire l'équilibre mécanique sous différentes formulations.

La **formulation intégrale** : un bilan des efforts est effectué sur un volume fini  $V$ .

$$\underbrace{\int_V \rho \vec{g} dV}_{\text{Forces volumiques}} + \underbrace{\int_V \sigma \vec{n} da}_{\text{Forces surfaciques}} = \underbrace{\int_V \rho \vec{\gamma} dV}_{\text{Forces d'inertie}} \quad (1)$$

La **formulation locale** : le bilan est effectué sur un volume infiniment petit.

$$\text{div } \sigma + \rho \vec{g} = \rho \vec{\gamma} \quad (2)$$

La **formulation en puissance** : on considère  $\vec{v}$  le champ de vitesse et  $\dot{\epsilon}$  la vitesse de déformation correspondante. On a alors :

$$P_{int} + P_{acc} + P_{ext} = 0 \quad (3)$$

avec

$$P_{int} = - \int_V \sigma : \dot{\epsilon} dV \quad (4)$$

$$P_{acc} = - \int_V \rho \vec{\gamma} \cdot \vec{v} dV \quad (5)$$

$$P_{ext} = \int_V \rho \vec{g} \cdot \vec{v} dV + \int_{\partial V} \vec{f}_{ext} \cdot \vec{v} da \quad (6)$$

où  $P_{int}$  représente la puissance des efforts internes,  $P_{acc}$  représente la puissance des efforts d'inertie et  $P_{ext}$  représente la puissance des efforts extérieurs (somme de la puissance des forces volumiques et de la puissance des forces surfaciques). Pour des définitions plus générales et un formalisme plus complet, on pourra se référer à (Germain, 1986).

Outre l'équilibre donné par le principe fondamental, on peut ajouter une **loi de comportement** liée au matériau et à sa nature. Cette loi peut exprimer les contraintes en fonction de la déformation, de la vitesse de déformation (si le milieu est visqueux) et de la température du milieu.

$$\sigma = f(\epsilon, \dot{\epsilon}, T) \quad (7)$$

Il s'agit d'une formulation générale qui diffère selon les cas rencontrés (par exemple élasticité et plasticité). On y voit dès à présent l'influence du comportement thermique du milieu.

### 2.1.1.3 Mise en équations du problème thermique

L'équilibre énergétique, et donc thermique, d'un système est donné par le premier principe de la thermomécanique qui effectue un bilan des énergies échangées au système. Il fait intervenir le travail, la chaleur et l'énergie.

$$d(\mathbf{E} + K) = \delta W + \delta Q \quad (8)$$

avec  $\mathbf{E}$  l'énergie interne,  $K$  l'énergie cinétique,  $W$  l'apport de travail extérieur et  $Q$  l'apport de chaleur extérieure.

- L'énergie interne ( $\mathbf{E}$ ) est une énergie qui se traduit à une échelle atomique et qui se compose de l'énergie potentielle d'interaction et de l'énergie d'agitation thermique. Ces énergies résultent respectivement des efforts extérieurs appliqués au système et à l'agitation atomique du réseau cristallin.

$$\mathbf{E} = \int_V \rho e dV \quad (9)$$

- L'énergie cinétique ( $K$ ) est une énergie qui se traduit à une échelle macroscopique et qui est due au déplacement du solide.

$$K = \frac{1}{2} \int_V \rho \vec{v} \cdot \vec{v} dV \quad (10)$$

et

$$\frac{dK}{dt} = \int_V \rho \frac{d}{dt} \left( \frac{1}{2} \vec{v} \cdot \vec{v} \right) dV = \int_V \rho \vec{v} \cdot \frac{d\vec{v}}{dt} dV = -P_{acc} \quad (11)$$

avec  $P_{acc}$  puissance des efforts extérieurs et  $\vec{v}$  vitesse globale du système.

- L'apport de travail extérieur est composé d'un terme dû aux forces volumiques et d'un terme dû aux forces surfaciques.

$$\frac{\delta W}{dt} = \int_V \rho \vec{g} \cdot \vec{V} dV + \int_{\partial V} \vec{f}_{ext} \cdot \vec{V} da = P_{ext} \quad (12)$$

où  $P_{ext}$  est la puissance des forces extérieures.

- L'apport de chaleur extérieur est considéré surfacique.

$$\frac{\delta Q}{dt} = \int_{\partial V} \vec{q} \cdot \vec{n} da \quad (13)$$

Le premier principe peut donc s'écrire :

$$\int_V \rho \dot{e} dV - P_{acc} = - \int_{\partial V} \vec{q} \cdot \vec{n} da + P_{ext} \quad (14)$$

En reprenant la formulation en puissance du principe fondamental de la dynamique, on obtient la **formulation intégrale** pour un volume  $V$  fini :

$$\int_V \rho \dot{e} dV = -P_{int} - \int_{\partial V} \vec{q} \cdot \vec{n} da \quad (15)$$

La formulation locale vaut pour un volume infiniment petit :

$$\rho \dot{e} = \sigma : \dot{\epsilon} - \text{div } \vec{q} \quad (16)$$

## 2.1.2 Cas de la thermoélasticité

### 2.1.2.1 Loi de comportement thermoélastique et contraintes

Les céramiques ont la particularité de ne travailler que dans un domaine de déformation élastique, le réseau cristallin du matériau étant tel que la rupture apparaît avant le domaine de déformation plastique comme c'est le cas pour les autres matériaux.

Soumis à une variation de température ( $dT$ ), un matériau se dilate et, s'il peut se déformer librement, passe d'une longueur  $l$  à une longueur  $l + dl$ . Cette variation de longueur est proportionnelle à la variation de la température.

$$\frac{dl}{l} = \alpha(T) dT \quad (17)$$

avec  $\alpha$  le coefficient de dilatation thermique linéique fonction de  $T$ .

La déformation thermique pour une variation de température ( $\Delta T = T - T_0$ ) est alors définie par

$$\varepsilon_{th} = \frac{\Delta l}{l_0} = \alpha (T - T_0) \quad (18)$$

avec  $T_0$  la température initiale et  $\Delta l$  la variation de longueur.

La loi de comportement thermoélastique s'obtient donc à partir de la loi de Hooke ( $\sigma = E\varepsilon$ ).

$$\sigma = E(\varepsilon - \varepsilon_{th}) \quad (19)$$

avec  $\varepsilon$  tenseur des déformations totales.

Avec cette loi de comportement, on peut constater que :

- Si on impose une déformation nulle (système contraint pour empêcher les déplacements) la contrainte thermique est  $\sigma = -E\varepsilon_{th}$
- Si la déformation est totalement libre, les contraintes sont nulles et la dilatation est  $\varepsilon_{th}$

Ces lois peuvent être généralisées au cas tridimensionnel. On a alors :

$$\varepsilon_{th} = \alpha(T - T_0)\mathbf{1} \quad (20)$$

et 
$$\sigma = \mathbf{C}:(\varepsilon - \varepsilon_{th}) \quad (21)$$

avec  $\mathbf{1}$  le tenseur unité et  $\mathbf{C}$  le tenseur des complaisances (Pa). Les complaisances sont définies comme l'inverse des modules élastiques et traduisent les propriétés des matériaux. Elles sont généralement définies par les valeurs du module de Young et du coefficient de Poisson.

### 2.1.2.2 Équation de la chaleur en thermoélasticité

Dans le cas de la thermoélasticité, l'énergie interne est la somme de 3 composantes :

- **L'énergie potentielle d'interaction**, qui traduit l'énergie élastique volumique du matériau pour une déformation donnée. Pour une variation de déformation  $d\varepsilon$  à partir d'une déformation  $\varepsilon$ , cette énergie vaut :

$$e_{élastique} = \sigma d\varepsilon \quad (22)$$



ou en puissance si la déformation s'effectue sur un temps  $dt$

$$P_{élastique} = \sigma \dot{\epsilon}_e \quad (23)$$

- **L'énergie d'agitation thermique.** Pour une variation de température  $dT$ , cette énergie vaut

$$e_{calorifique} = \rho c_\epsilon dT \quad (24)$$

avec la puissance calorifique volumique associée

$$P_{calorifique} = \rho c_\epsilon \dot{T} \quad (25)$$

avec  $c_\epsilon$  la capacité thermique massique à déformation constante.

- **Le terme de couplage thermoélastique.** Ce terme vient du fait que la contrainte peut varier avec la température. Il est lié à la dilatation thermique.

$$P_{couplage \text{ élastique}} = -T \frac{\partial \sigma}{\partial T} \dot{\epsilon}_e \quad (26)$$

La variation d'énergie interne devient donc en généralisant au cas tridimensionnel :

$$\rho \dot{e} = \rho c_\epsilon \dot{T} + \sigma : \dot{\epsilon}_e - T \frac{\partial \sigma}{\partial T} : \dot{\epsilon}_e \quad (27)$$

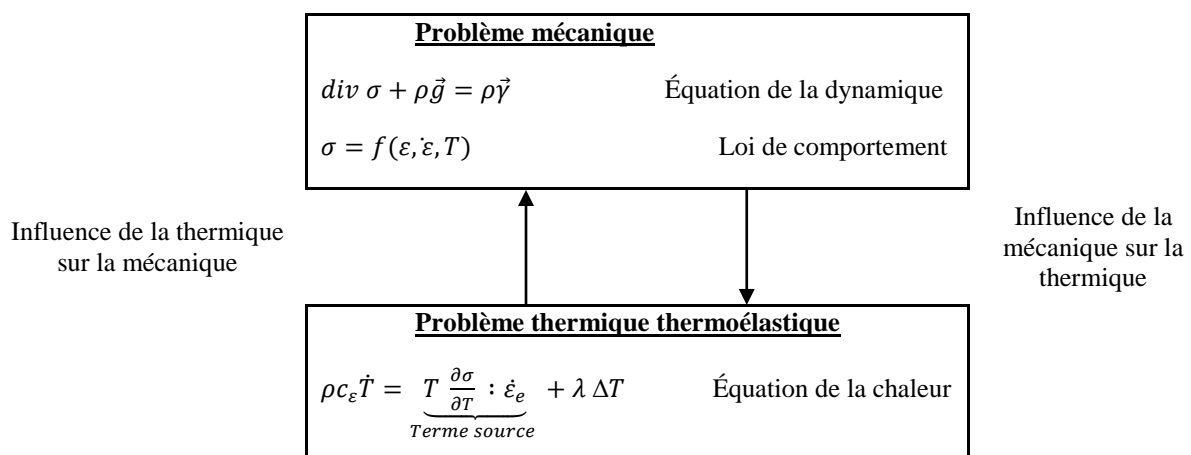
En utilisant la loi de Fourier ( $\vec{q} = -\lambda \overrightarrow{\text{grad}} T$ ) et la formulation locale du premier principe de la thermodynamique, on obtient une formulation de l'équation de la chaleur :

$$\rho c_\epsilon \dot{T} = \underbrace{T \frac{\partial \sigma}{\partial T} : \dot{\epsilon}_e}_{\text{Terme source}} + \lambda \Delta T \quad (28)$$

Le terme source est dû à l'effet thermoélastique.

### 2.1.3 Niveau de couplage

Si l'on parle de couplage thermomécanique, c'est parce que la résolution du problème mécanique est à même de modifier la solution du problème thermique et réciproquement. Dans un cas, la déformation du matériau génère une production de chaleur, dans l'autre la température influe sur la loi de comportement du milieu.



Lorsque ces phénomènes sont indissociables et doivent être pris en compte, on parle de **couplage fort**. Ce type de couplage rend la résolution du problème difficile (pas de solution analytique, éventuels problèmes de convergence, temps de calcul...).

Lorsqu'une des deux influences est négligeable, on parle de **couplage faible** et les calculs s'en trouvent facilités : soit la loi de comportement varie peu en fonction de la température (résolution du problème mécanique indépendamment de la température, puis résolution du problème thermique), soit la production de chaleur par déformation du matériau est négligeable devant les apports externes (résolution du problème thermique puis résolution du problème mécanique).

### 2.1.4 Equations résolues dans le cadre de ce mémoire

Dans le cadre de ce travail, on considère uniquement les états d'équilibre : le solide est immobile et sa température est constante dans le temps. Du fait des très fortes variations spatiales de température, on prend en compte la dépendance de la conductivité thermique (Voir Annexe A).

Dans ces conditions, l'équation de la chaleur est réduite à :

$$\operatorname{div}(\lambda(T) \operatorname{grad} T) = 0 \quad (29)$$

La statique des milieux continus est un cas particulier des équations de la dynamique. Les équations du mouvement deviennent les équations de l'équilibre :

$$\operatorname{div}(\sigma) + \rho g = 0 \quad (30)$$

On utilise la loi de comportement suivante :

$$\sigma_{ij} = \frac{E}{1 + \nu} \left( \epsilon_{ij} - \epsilon_{th} \delta_{ij} + \frac{\nu}{1 - 2\nu} (\epsilon_{kk} - 3\epsilon_{th}) \delta_{ij} \right) \quad (31)$$

avec :

- $\delta_{ij}$  le symbole de Kronecker :  $\delta_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{si } i = j \\ 0 & \text{sinon} \end{cases}$
- $\epsilon_{ij}$  le tenseur des déformations :  $\epsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial d_j}{\partial x_i} + \frac{\partial d_i}{\partial x_j} \right)$  où  $d$  est le vecteur déplacement
- $\epsilon_{kk}$  la notation abrégée de la trace du tenseur des déformations (somme des termes diagonaux du tenseur)
- $\epsilon_{th} = \alpha(T - T_0)$

Les propriétés (conductivité thermique ( $\lambda$ ), masse volumique ( $\rho$ ), module de Young ( $E$ ), coefficient de Poisson ( $\nu$ )...) du carbure de silicium Boostec sont données en Annexe A.

### 2.1.5 Probabilité de rupture des céramiques

Les céramiques, au contraire de nombreux matériaux rencontrés tel que les bétons, les métaux, etc... ne présentent pas de domaine de déformation plastique. Cela est dû à la nature de leurs réseaux cristallins. La déformation élastique est donc suivie d'une rupture.

Cette rupture est fonction des imperfections que l'on retrouve à l'intérieur du matériau et qui apparaissent lors du procédé de fabrication. Comme il n'est pas possible de déterminer exactement le nombre et la position des défauts dans le volume du matériau, ces défauts sont traités statistiquement à l'aide d'une loi de Weibull. On pourra notamment se référer à (Lei, et al., 1998) et (O'Dowd, et al., 2000).

En émettant l'hypothèse d'un matériau isotrope homogène de volume  $V$  soumis à un champ de contrainte, on obtient la loi de probabilité de rupture d'une pièce :

$$P_r = 1 - e^{-\frac{V_{eff}(\sigma_{max})}{V_0} \omega} \quad (32)$$

$$avec : V_{eff} = \int_V \left( \frac{\sigma}{\sigma_{max}} \right)^\omega dV \quad (33)$$

- $\sigma$  : Contrainte mécanique
- $\sigma_0$  : Contrainte caractéristique du matériau  $\sigma_{0_{SIC}} = 383,7MPa$
- $V_0$  : Contrainte de référence du matériau  $V_{0_{SIC}} = 3780 mm^3$
- $\omega$  : Module de Weibull du matériau  $\omega_{SIC} = 8,2$

## 2.2 Approche numérique et logiciels

La prédiction des comportements thermiques et mécaniques d'un absorbeur solaire nécessitent l'utilisation d'outils numériques afin de simuler les différentes configurations que l'on souhaite étudier.

Dans notre étude, la génération de chaleur produite par la déformation du matériau est minime devant la chaleur apportée par le flux solaire incident. Comme expliqué précédemment, ce cas permet l'utilisation d'un couplage faible entre l'étude thermique et l'étude mécanique. L'approche numérique en est grandement facilitée (Figure 8). Il s'agit d'une succession de logiciels ou de codes, chacun responsable de la simulation d'une partie du problème physique.

Dans un premier temps sont calculées les conditions limites appliquées à l'absorbeur. L'intensité et la distribution du flux solaire incident est calculé via des simulations sous Solfast 4D ou à partir de mesures expérimentales. La cartographie de l'éclairement solaire est ensuite utilisée dans DIRSOL qui se charge alors de quantifier les échanges convectifs et la température de l'air à l'intérieur de l'absorbeur. Ces échanges convectifs sont estimés à l'aide de corrélations. Les conditions limites étant alors connues, le comportement thermique est calculé par ANSYS Mechanical. Le champ thermique ainsi calculé permet de vérifier la validité des conditions limites imposées sur l'air. Si besoin est, des itérations sont réalisées afin d'obtenir la convergence des résultats en température entre DIRSOL pour le fluide et ANSYS Mechanical pour le solide. Une fois le champ thermique du solide convergé, les déformations du module liées à sa dilatation sont déterminées et un champ des contraintes en est déduit, toujours calculé par ANSYS Mechanical. La probabilité de rupture du module résulte de ce champ des contraintes. Seuls les calculs thermiques et mécaniques nécessitent dans cette approche un système d'équations aux dérivées partielles.

La suite de ce chapitre détaille les méthodes et logiciels utilisés pour la simulation de chacun de ces problèmes physiques.

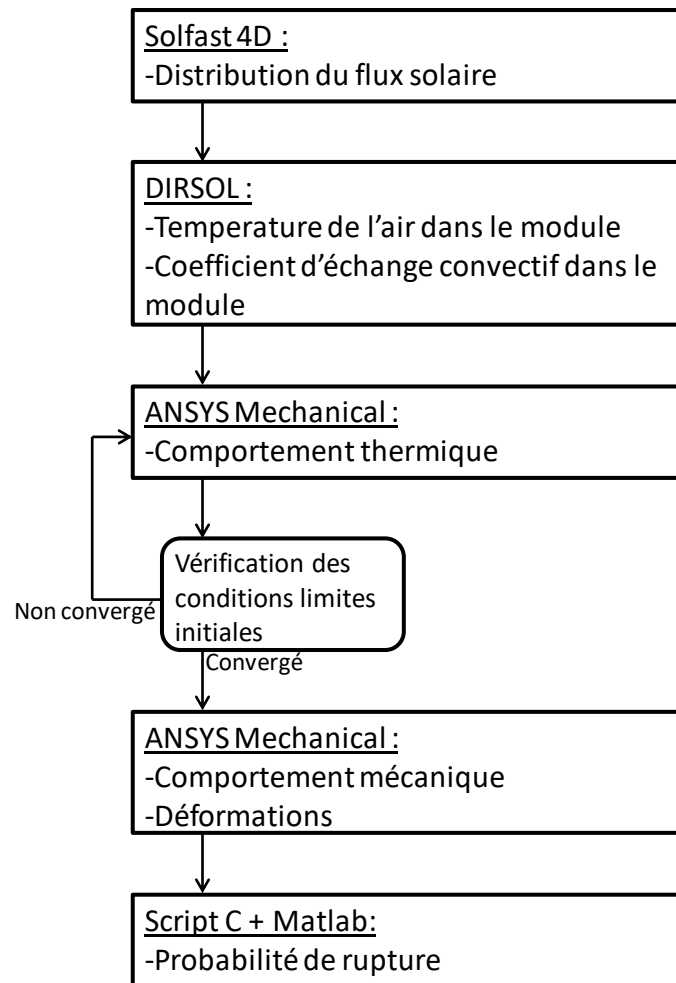


Figure 8 – Outils numériques et couplages utilisés pour simuler un absorbeur solaire céramique

## 2.2.1 Calcul de la distribution du flux solaire incident

Plusieurs méthodes ont été utilisées pour calculer la cartographie du flux solaire imposé au module. Dans un premier temps nous avons utilisé un logiciel de simulation : SOLFAST 4D. Puis, suite aux expérimentations à la centrale solaire Thémis, nous avons développé une méthode de calcul qui permet, à l'aide des mesures effectuées, d'obtenir des résultats plus proches de la réalité.

### 2.2.1.1 Calcul numérique du flux

Solfast 4D est un logiciel qui couple un algorithme de lancer de rayon à une méthode de Monte-Carlo afin de déterminer le flux solaire traversant ou impactant une surface ou des surfaces définies par l'utilisateur. Par exemple la surface éclairée d'un absorbeur solaire ou le plan d'entrée d'une cavité. Une cartographie définissant l'intensité du flux ainsi que sa distribution peut alors être obtenue.

#### Méthode de Monte-Carlo sous formulation intégrale

L'idée de tout algorithme de Monte-Carlo est d'interpréter l'évaluation d'une quantité  $A$  sous la forme d'une intégrale. Considérons l'intégrale monodimensionnelle :

$$A = \int_a^b f(x) dx \quad (34)$$

On peut évaluer la quantité  $A$  en définissant une variable aléatoire  $X$  associée à une fonction de densité de probabilité arbitraire  $p_X(x)$  telle que  $\int_a^b p_X(x)dx = 1$  et  $p_X(x) \geq 0 \forall x \in [a, b]$  :

$$A = \int_a^b p_X(x)w(x)dx \quad (35)$$

avec  $w(x) = \frac{f(x)}{p_X(x)}$

Un algorithme de Monte-Carlo consiste à générer  $N$  échantillons indépendants  $x_i$  de la variable aléatoire  $X$  suivant la fonction de densité de probabilité  $p_X(x)$  pour évaluer les  $N$  poids de Monte-Carlo  $w_i = \frac{f(x_i)}{p_X(x_i)}$ . Avec ces  $N$  échantillons, on peut calculer  $A_N$  l'estimateur de Monte-Carlo de la quantité  $A$  et  $\sigma_N$  l'évaluation de la déviation standard de l'estimateur  $A_N$  :

$$A_N = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N w_i \quad (36)$$

$$\sigma_N = \frac{1}{\sqrt{N-1}} \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N w_i^2 - A_N^2} \quad (37)$$

L'algorithme de Monte-Carlo implémenté dans Solfast 4D permet d'évaluer le flux solaire concentré incident sur une cible. Il fait les deux hypothèses suivantes :

- Au niveau du sol, l'atmosphère est transparente (on suppose qu'il s'agit d'un milieu non absorbant et non émissif, c'est effectivement le cas pour de l'air sec).
- La dépendance spectrale de l'intensité solaire est incluse dans la définition de l'éclairement solaire total (DNI pour Direct Normal Irradiance en anglais). On suppose alors que les propriétés optiques du matériau sont constantes sur le spectre solaire.

L'algorithme est basé sur une formulation intégrale du flux solaire incident  $P$  en Watt :

$$P = \int_{S_R} dS(r_1) \int_{\Omega_{soleil}} d\omega_0 |n(r_1) \cdot \omega_0| \frac{DNI}{\Omega_{soleil}} H(r_0 \in soleil) I_1 \quad (38)$$

$$\text{avec } I_i = \int_{2\pi} d\omega_i \rho''(\omega_i | \omega_{i-1}) |n(r_i) \cdot \omega_i| [H(r_i \in cible) + H(r_i \in S_R) I_{i+1}] \quad (39)$$

$S_R$  est la réunion des surfaces réfléchives,  $\Omega_{soleil}$  est la surface apparente du soleil,  $n$  est la normale à la surface concernée,  $\omega_i$  est la direction du rayon après la réflexion  $i$ ,  $I_i$  est l'intensité du rayonnement après la réflexion  $i$ .  $\rho''$  est la fonction de distribution de réflectance bidirectionnelle et  $H$  est une fonction test telle que  $H(test)=1$  si le test est vrai et  $H(test)=0$  si le test est faux.

Cette formulation du flux solaire incident exprime qu'il correspond à la partie du flux solaire intercepté par les surfaces réfléchives qui atteint la cible. La Figure 9 illustre cette interprétation de l'algorithme. Le calcul récursif des intensités permet de tenir compte des réflexions multiples.

Pour plus de précisions sur le logiciel Solfast 4D, on pourra se référer à (Delatorre, 2011), (Piaud, et al., 2013) et (Roccia, et al., 2012)

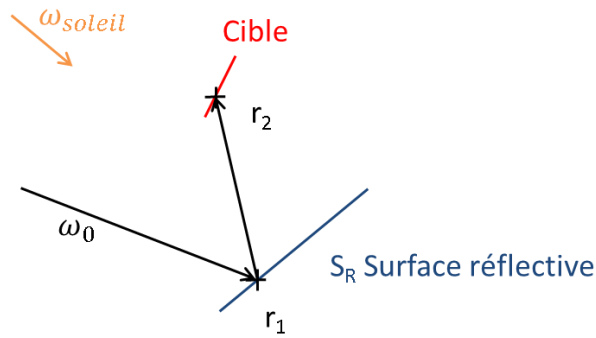


Figure 9 -Illustration de l’algorithme de calcul du flux solaire incident par Solfast 4D dans le cas d’une réflexion unique.

### Utilisation pratique de Solfast 4D

Dans un premier temps, il est nécessaire de renseigner l’environnement physique de l’installation solaire, dans notre cas la centrale Thémis (Figure 10). Cela signifie donner la localisation, la géométrie et les propriétés de tout objet réflecteur ou potentiellement générateur d’ombrage. A savoir : le champ d’héliostats, la tour ainsi que la cavité.

Pour tester un unique module absorber, il ne nous est pas nécessaire d’utiliser l’intégralité du champ d’héliostats. Aussi nous n’avons besoin que de 12 héliostats afin d’obtenir les différentes distributions que nous souhaitons. Ces héliostats sont situés au centre du champ (Figure 11). Leur réflectivité spéculaire est considérée égale à 0,92.

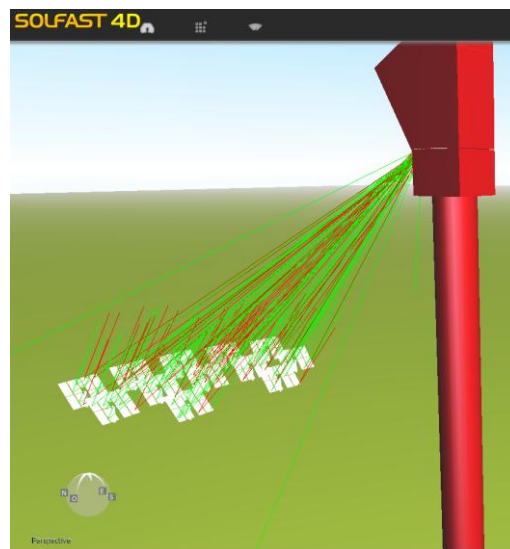


Figure 10 – Simulation du flux solaire concentré obtenu en haut de tour pour une stratégie de pointage à 12 héliostats

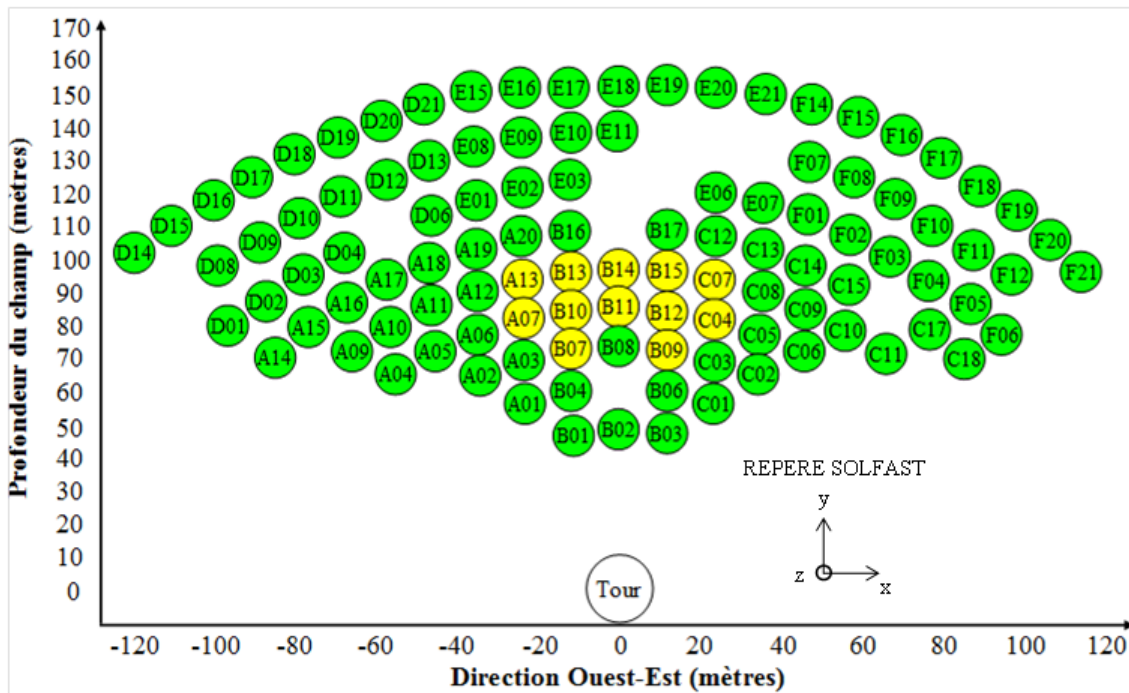


Figure 11 – Représentation du champ d’héliostats de la centrale Thémis. Les héliostats utilisés sont marqués en jaune. L’origine du repère est située au pied de la tour.

La cavité est considérée comme un cube présentant une ouverture de 1,2m x 1,2m pour 1m de profondeur (Figure 12). Elle est inclinée à 35,9°C par rapport à l'axe z. Le centre de son ouverture a pour coordonnées (0 ; 7 ; 80,8m). On considère une réflectivité diffuse de 0,3 pour les parois de la cavité. La distribution de l'éclairement qui nous intéresse est la distribution située en fond de cavité et plus spécifiquement la partie centrale de 1,2m x 0,165m où l'on considère que le module absorbeur est implanté.

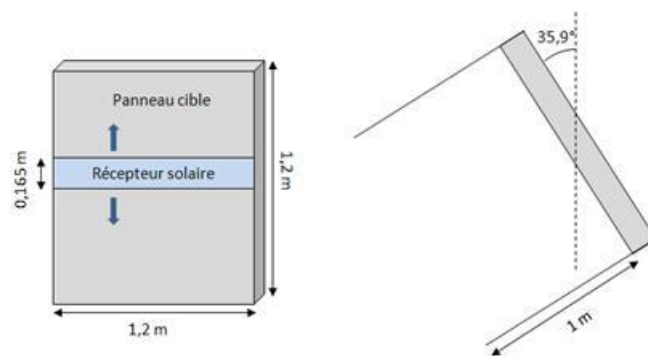


Figure 12 – Représentation schématique de face et de profil de la cavité

Enfin, en utilisant les équations du Soleil, il est possible de procéder à la simulation pour obtenir les distributions solaires souhaitées pour une heure et un lieu donnés.

Pour ces simulations, on considère le 82<sup>ème</sup> jour de l'année (proche équinoxe) à 12h00 GMT. Le site de Thémis a pour latitude 42.501603 °N et longitude 1.974446 °E. La position du Soleil est située dans la direction (x, y, z) = (0 ; -0,6740 ; 0,7387). Les simulations sont réalisées avec 10<sup>6</sup> rayons ayant atteint les héliostats. Ce nombre de rayons permet d’obtenir une déviation standard très faible. Augmenter le nombre de rayons change moins de 1% du flux incident simulé. Le maillage utilisé est de 0,1m pour la

distribution à l'arrière de la cavité et de 0,01m pour la partie où est situé le récepteur. L'étude de convergence en maillage montre que l'utilisation de mailles plus petites modifie peu le flux incident simulé. De plus, le maillage est suffisant pour l'importation du flux solaire dans les logiciels utilisés ensuite.

En changeant la stratégie de visée des héliostats, il nous est possible de modifier la distribution solaire le long de l'absorbeur. Pour étudier l'influence de ce paramètre, nous avons procédé à différentes simulations afin d'obtenir trois flux distincts (Figure 13 à Figure 17). Les rectangles noirs représentent l'implantation du module dans le flux solaire. Dans tous les cas simulés, la variation relative du flux selon l'axe Y est toujours inférieure à 1%.

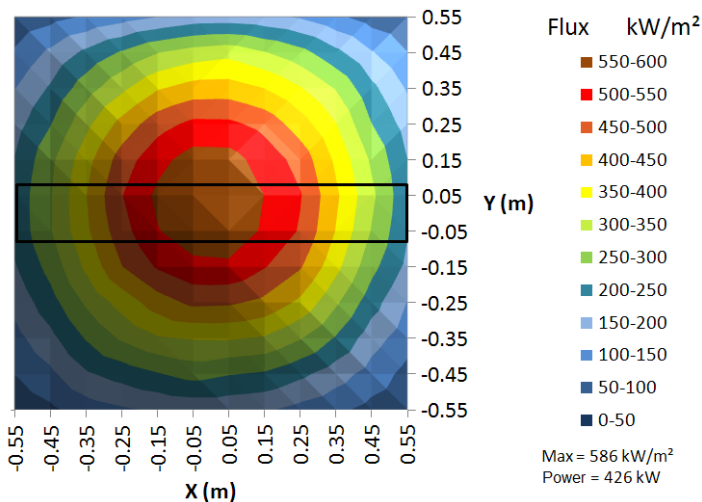


Figure 13 – Distribution solaire dite "Gaussienne" – Obtenue lorsque tous les héliostats visent le centre de la cavité

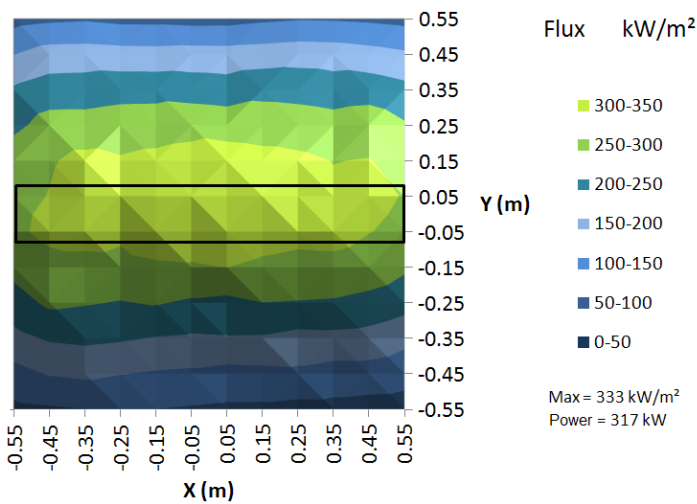


Figure 14 – Distribution solaire dite "Plateau"

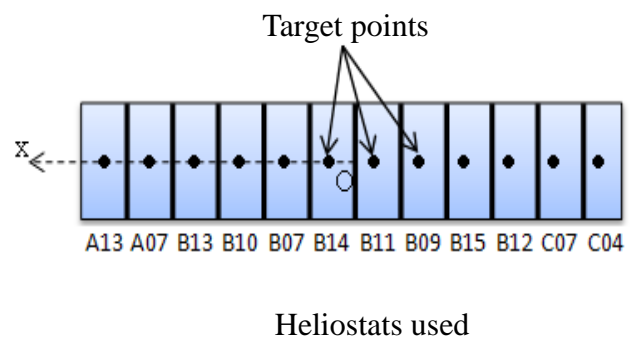


Figure 15 – Héliostats utilisés et stratégie de visée utilisée pour obtenir le flux "plateau"



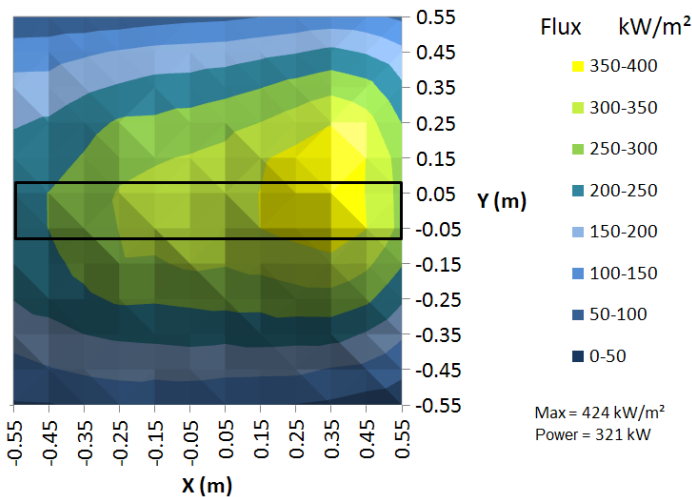


Figure 16 – Distribution solaire dite "Décroissante"

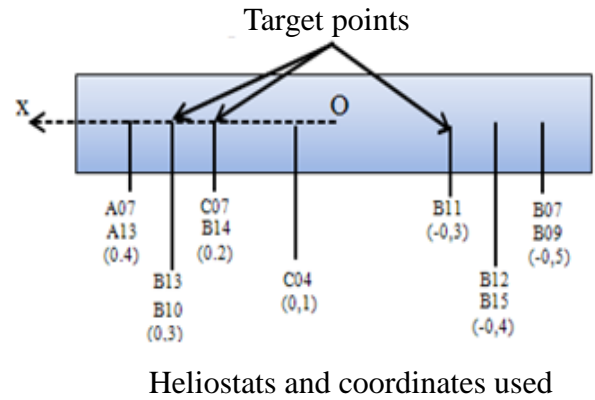


Figure 17 – Héliostats utilisés et stratégie de visée utilisée pour obtenir le flux "décroissant"

### 2.2.1.2 Méthode de reconstitution du flux via la mesure des distributions individuelles des héliostats

Comme évoqué précédemment et à la suite des expérimentations à Thémis, nous avons développé une autre méthode de calcul nous permettant de déterminer des distributions solaires qui soient plus proches de la réalité. Le principe de cette méthode repose sur l'utilisation des mesures effectuées sur la distribution individuelle des héliostats irradiant le module solaire (distribution et intensité du flux solaire - Figure 18). L'instrumentation et la méthodologie utilisées pour effectuer ces mesures sont décrites dans le chapitre 4, section 4.1.2. Rappelons que les distributions solaires individuelles des héliostats sont obtenues via l'utilisation d'un écran situé quelques mètres sous le foyer expérimental. On souhaite ensuite prédire le flux global au sein ce foyer.

Pour cela nous avons réalisé une importante campagne expérimentale pour constituer une base de données des distributions individuelles des héliostats utilisés pour irradier le module solaire (distribution et intensité du flux solaire). Cette base de données contient la distribution et l'intensité du flux solaire de chaque héliostat à différentes périodes de l'année et à différents horaires de la journée.

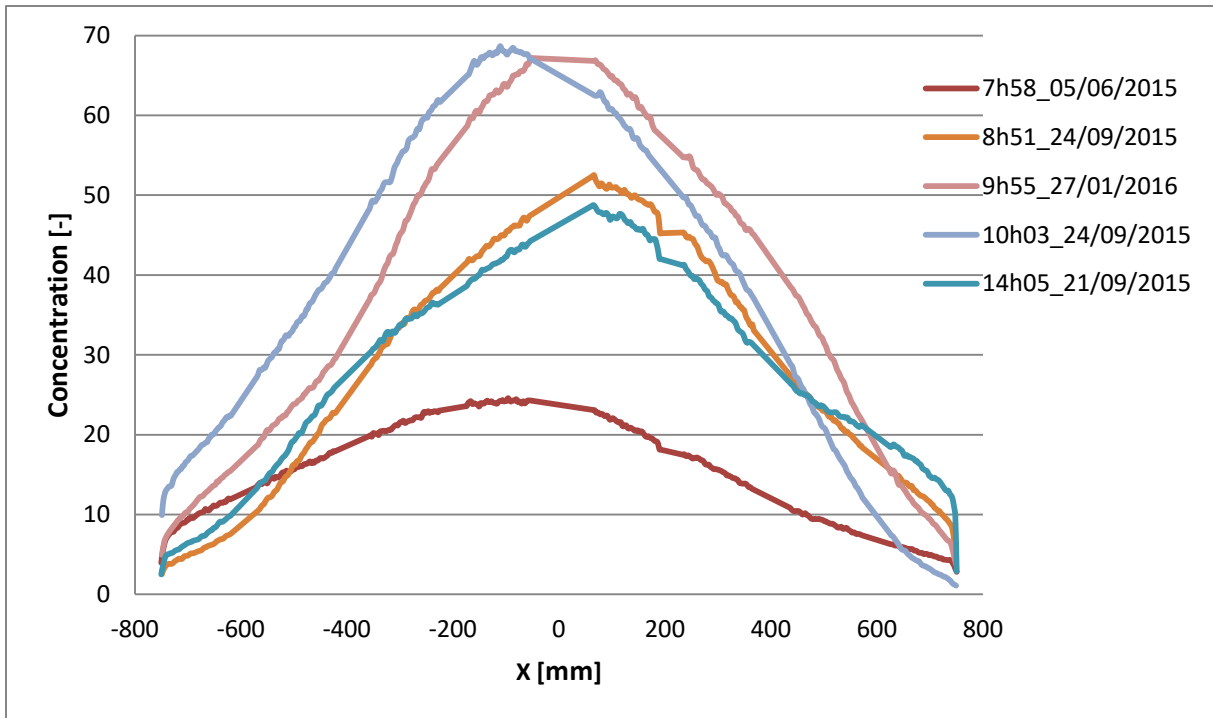


Figure 18 – Exemples de distributions du flux solaire de l'héliostat B10 suivant l'axe horizontal et au centre de la tache solaire.

Comme on peut le constater (Figure 18 et Figure 19), la distribution (forme et concentration maximale) d'un même héliostat peut grandement varier en fonction de l'heure et du jour qui traduisent la position solaire. Par contre, pour une position solaire proche, la distribution de l'héliostat est reproductible d'une fois sur l'autre. Ce constat nous permet, après constitution d'une bibliothèque des images des réflexions des héliostats de Thémis, de déterminer la distribution individuelle en concentration d'un héliostat à un moment donné.

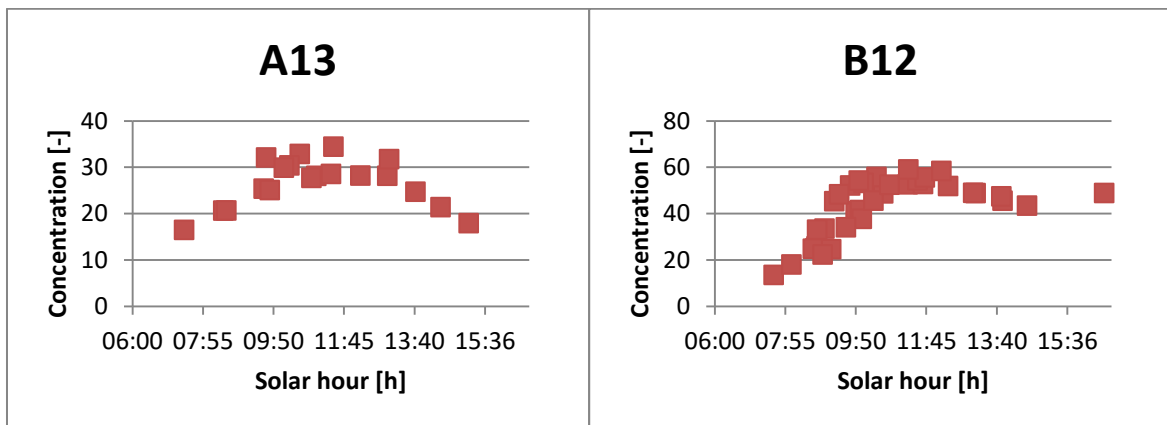


Figure 19 – Evolution de la concentration maximale des héliostats A13 et B12 en fonction de l'heure solaire (Mesures effectuées au cours du mois de juin)

Ainsi, pour reconstituer un flux complet, il s'agit simplement d'additionner l'ensemble des distributions individuelles des héliostats en prenant en compte la stratégie de pointage utilisée. Le profil total de concentration appliqué au fond de la cavité doit ensuite être pondéré par le DNI pour obtenir un profil en puissance.

Si des erreurs sont commises avec l'application de cette méthode, des comparaisons avec des mesures au sein du foyer expérimental nous ont permis de conclure à sa viabilité (Figure 20). Les erreurs relatives relevées dans les différents cas testés sont toutes inférieures à 8% et tendent à sous estimer le flux réel. Le processus pourrait bien évidemment être amélioré, notamment en prenant en compte les réflexions et ombrages qu'apporte la cavité.

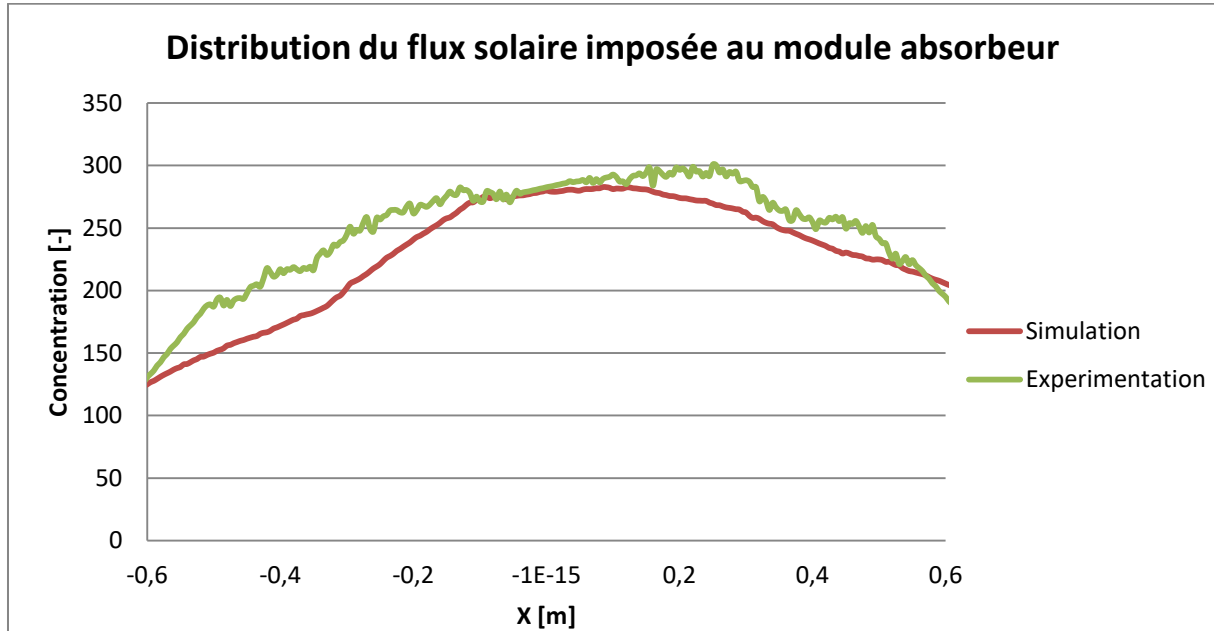


Figure 20 – Comparaison d'une distribution déterminée avec la méthode de reconstruction et une mesure de distribution effectuée dans la même configuration de visée – 11 héliostats ont été utilisés pour cette configuration

## 2.2.2 Calcul des coefficients d'échanges convectifs et de la température de gaz à l'intérieur de l'absorbeur

Connaitre les conditions limites thermiques à appliquer aux canaux de l'absorbeur est une nécessité pour pouvoir appréhender son comportement thermique. A cette fin, nous utilisons l'outil DIRSOL (Dimensionnement de Récepteur Solaire) développé par (Colleoni, 2013). Cet outil a été modifié et adapté afin de correspondre à notre configuration. En effet, afin de limiter le coût de fabrication de modules, ils ont été usinés sans la texturation interne. Nous avons donc modifié les corrélations permettant d'estimer les échanges gaz/solide. Pour des raisons techniques, la structure du code a également dû être modifiée. Il nous retourne le profil de température du fluide circulant à l'intérieur de l'absorbeur ainsi que les coefficients d'échanges convectifs associés.

Afin de déterminer ces paramètres, une solution consiste à résoudre simultanément les transferts de chaleurs conductifs et la mécanique des fluides. Ce type de calcul, surtout lorsqu'il est réalisé en trois dimensions, requiert beaucoup de temps et de ressources. Cet algorithme a donc été conçu avec nombre d'hypothèses simplificatrices dans le but d'obtenir rapidement une approximation fiable des résultats. Son principe de fonctionnement est présenté dans la Figure 21.

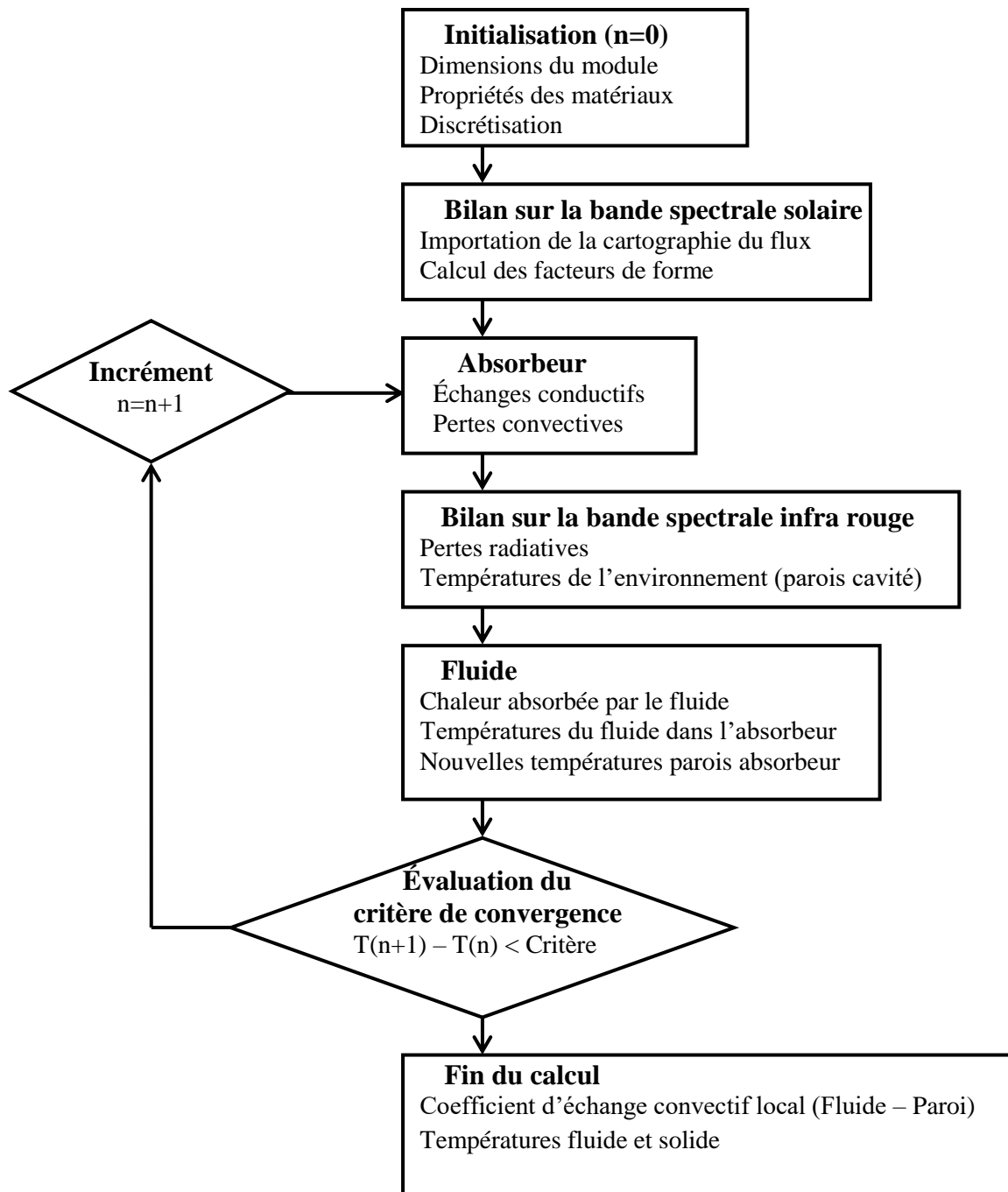


Figure 21 – Fonctionnement de l’algorithme DIRSOL

Comme première simplification, on travaille en stationnaire. Ensuite, le code considère quatre champs de température en deux dimensions (x,y). Comme l’illustre la Figure 22, ces champs correspondent à

- la température de surface des parois de la cavité exposée au flux solaire,
- la température de surface de la paroi de l’absorbeur exposée au flux solaire,
- la température moyenne de la surface de contact entre le fluide et le solide,
- la température moyenne sur la section de passage du fluide.

On suppose également que la température dans le solide varie linéairement dans la troisième direction (z). Le code de calcul est basé sur un bilan thermique global de chaque élément du récepteur. La

puissance solaire incidente absorbée doit être égale à la somme des pertes radiatives, des échanges conductifs, des pertes convectives et de la puissance absorbée par le fluide (équation (40)). Enfin, les pertes thermiques des surfaces isolées sont considérées négligeables.

$$P_{abs} = P_{rad} - P_{cond} + P_{conv} + P_{fluid} \quad (40)$$

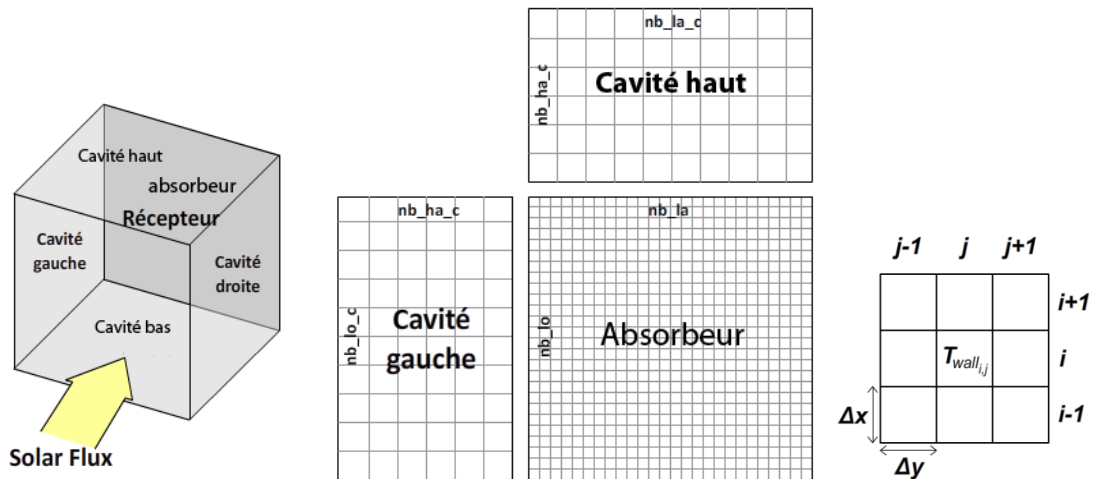


Figure 22 – Absorbeur et sa cavité : schéma et discrétisation

Le code commence par une discrétisation des champs thermiques considérés pour le module et des parois de la cavité en fonction des géométries et dimensions renseignées. Ensuite, et en utilisant une méthode itérative, un bilan thermique global est appliqué afin de déterminer la température de chaque élément. Afin de réaliser ce bilan, les différents échanges pris en compte sont :

- échange radiatif sur la bande spectrale solaire qui prend en compte l'influence de la cavité si le flux est imposé en entrée de cavité.
- échange radiatif sur la bande spectrale infrarouge qui prend en compte l'influence de la cavité.
- transfert par conduction à l'intérieur du module
- échange conducto-convectif qui représente les pertes thermiques à l'ambient
- échange conducto-convectif entre le module et le fluide circulant à l'intérieur

### Échanges radiatifs sur la bande spectrale solaire

Ces échanges ne dépendent que de la puissance solaire incidente  $\phi_i$ , des propriétés absorbantes et réfléchives des matériaux et des facteurs de formes (géométrie). La puissance absorbée  $P_{abs}$  peut être exprimée par :

$$P_{abs,i} = S_i \left( \phi_i + \sum_{j=1}^{elements} F_{ij} J_j - J_i \right) \quad (41)$$

avec  $S$  la surface de l'élément,  $F_{ij}$  le facteur de forme entre l'élément  $i$  et l'élément  $j$  et  $J_x$  la radiosité de l'élément  $x$ . Ainsi  $J_i$  représente les pertes de l'élément  $i$  et  $J_j$  les gains dus aux réflexions sur les autres éléments. La radiosité est définie par :

$$J_i = \rho_i \phi_i + \rho_i \sum_{j=1}^{elements} F_{ij} J_j \quad (42)$$

où  $\rho$  est la réflexion du matériau.

### Échange radiatif sur la bande spectrale infrarouge

Ici les flux échangés sont dépendants de la température des éléments. La puissance perdue par rayonnement s'écrit :

$$P_{rad,i} = \frac{\varepsilon_i}{\rho_i} (\sigma T_{wall_i}^4 - J_i) \quad (43)$$

### Transfert par conduction à l'intérieur du module

Les échanges conductifs à l'intérieur du matériau sont régis par :

$$P_{cond} = \int_{S_{int}} \lambda_{cond} \nabla \vec{T} \cdot d\vec{S} \quad \text{avec } S_{int} \text{ la surface d'interaction entre deux éléments.}$$

Dans la direction du flux solaire concentré (normale à la paroi du module absorbeur) on suppose la conduction linéaire. On a alors :

$$P_{cond} = \lambda_{cond} S_{int} \frac{\partial T}{\partial n} \quad (44)$$

Afin de procéder à la résolution numérique, l'échange conductif dans le plan du module (normal au flux solaire concentré) est discrétisé par :

$$P_{cond}(i,j) = \lambda_{cond} \left( \frac{T_{wall_{i+1,j}} + T_{wall_{i-1,j}} - 2T_{wall_{i,j}}}{\Delta x} \Delta y + \frac{T_{wall_{i,j+1}} + T_{wall_{i,j-1}} - 2T_{wall_{i,j}}}{\Delta y} \Delta x \right) ep \quad (45)$$

### Pertes thermiques à l'ambient par convection

Pour estimer les pertes thermiques par convection, il a été proposé (Clausing, 1981) :

$$P_c = h_{conv} S_{totale} \left( T_{wall} - \frac{(T_c + T_{air})}{2} \right) \quad (46)$$

où  $T_c$  est la température de l'air sortant de la cavité,  $T_{air}$  la température de l'air ambient et  $h_{conv}$  est un coefficient d'échange convectif calculé avec une vitesse d'air par vent nul de  $u_{air} = 0.5 \sqrt{g \beta L_a (T_c - T_{air})}$ .

où  $\beta$  représente le coefficient de dilatation thermique de l'air et  $L_a$  est la hauteur caractéristique de l'ouverture projetée sur la verticale.

### Échange conducto-convectif entre le module et le fluide circulant à l'intérieur

La partie du code qui concerne les échanges solide-fluide sont dépendants de la nature des canaux du module, notamment de la présence ou non de dispositif d'intensification des échanges à l'intérieur. On modifiera donc l'équation permettant de calculer le nombre de Nusselt en fonction de la configuration rencontrée.

Pour des canaux lisses, nous utilisons une corrélation qui provient d'une étude bibliographique. L'équation provient des travaux de (Dittus & Boelter, 1930) et est utilisée pour le cas d'un fluide circulant dans un tube chauffé.

$$Nu = 0,0243 Re_{Dh}^{0,8} Pr^{0,4} \quad (47)$$

Nous avons également étudié des cas où les canaux présentent des texturations visant à intensifier les échanges de chaleur. Une texturation a été développée au sein du laboratoire PROMES par (Colleoni, 2013). La corrélation permettant de calculer le nombre de Nusselt a été déterminée après réalisation de simulations CFD et mesures expérimentales en soufflerie.

$$Nu = 0,153 Re_h^{0,79} \quad (48)$$

Finalement, le code fournit les informations suivantes en deux dimensions :

- La température du fluide
- Le coefficient d'échange convectif local
- La température de la paroi irradiée
- La température de la paroi en contact avec le fluide
- Le flux global absorbé par le module (après prise en compte du flux solaire incident et de l'influence de la cavité)

### **2.2.3 Simulation thermomécanique de l'absorbeur solaire**

La partie simulation thermique et mécanique de l'absorbeur solaire est réalisée sous ANSYS Mechanical, un logiciel de simulation multi-physique et de calcul par éléments finis. Il possède une architecture interne principalement basée sur l'utilisation de modules couplés, chaque module étant destiné à l'accomplissement d'une tâche et/ou la résolution numérique du problème simulé. Notamment l'importation/l'exportation de données ou de fichiers externes et la résolution du problème thermique puis du problème mécanique. Comme il a déjà été expliqué, la résolution de notre problème physique se contente d'un couplage simple, la production de chaleur interne par déformation étant négligeable devant l'apport de chaleur externe.

Afin de définir le problème thermique, on renseigne les propriétés du carbure de silicium (Annexe A) ainsi que la valeur de différentes conditions aux limites (cartographie du flux solaire, température de l'air à l'intérieur de l'absorbeur et coefficient d'échange convectif). La géométrie de l'absorbeur est également introduite après son importation d'un fichier CAO (Conception Assistée par Ordinateur) réalisé sous CATIA.

#### **2.2.3.1 Type et dimensionnement du maillage**

Dans un premier temps, nous avons eu à déterminer la nature du maillage utilisé. Parmi les différentes méthodes de maillage qu'il nous est possible de choisir, nous retiendrons celles qui se prêtent à notre problème et à notre géométrie. Il s'agit de déterminer si les éléments seront de nature tétraédrique ou hexaédrique (Figure 23). Pour des raisons purement pratiques nous avons opté pour un maillage tétraédrique. En effet, l'export des résultats et le traitement qui s'ensuit pour déterminer la probabilité de rupture sont ainsi plus aisés.

Par contre les éléments tétraédriques classiques se déforment assez mal, ce qui peut poser problème dans une simulation mécanique lorsque l'on étudie la déformation d'un objet. Aussi, nous optons pour des éléments tétraédriques du second ordre (Figure 24) qui ne présentent pas ce désavantage.

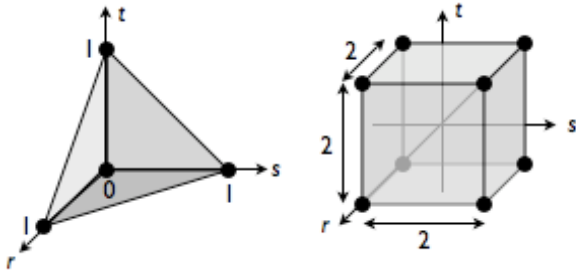


Figure 23 – Éléments tétraédrique et hexaédrique du premier ordre avec respectivement 4 et 8 nœuds

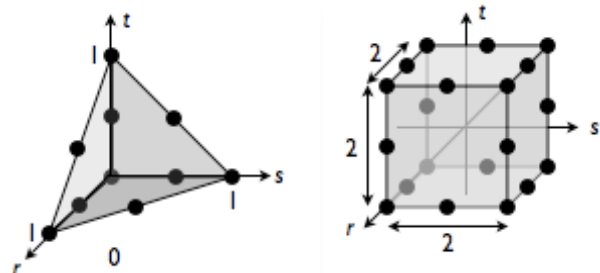


Figure 24 – Éléments tétraédrique et hexaédrique du second ordre avec respectivement 10 et 20 nœuds (également nommés éléments quadratiques)

Pour déterminer la taille des éléments constitutifs du maillage, nous avons mené une étude en convergence sur le maillage (Tableau 3). Pour cela, nous avons fait varier la taille des éléments de 5mm à 1,5mm sur l'ensemble de la pièce étudiée. Cette taille définit la majorité des éléments mais en fonction de la géométrie du corps étudié (Figure 25), des éléments plus petits peuvent être utilisés, par exemple pour les texturations des canaux dont les dimensions peuvent être inférieures à la taille du maillage demandé.

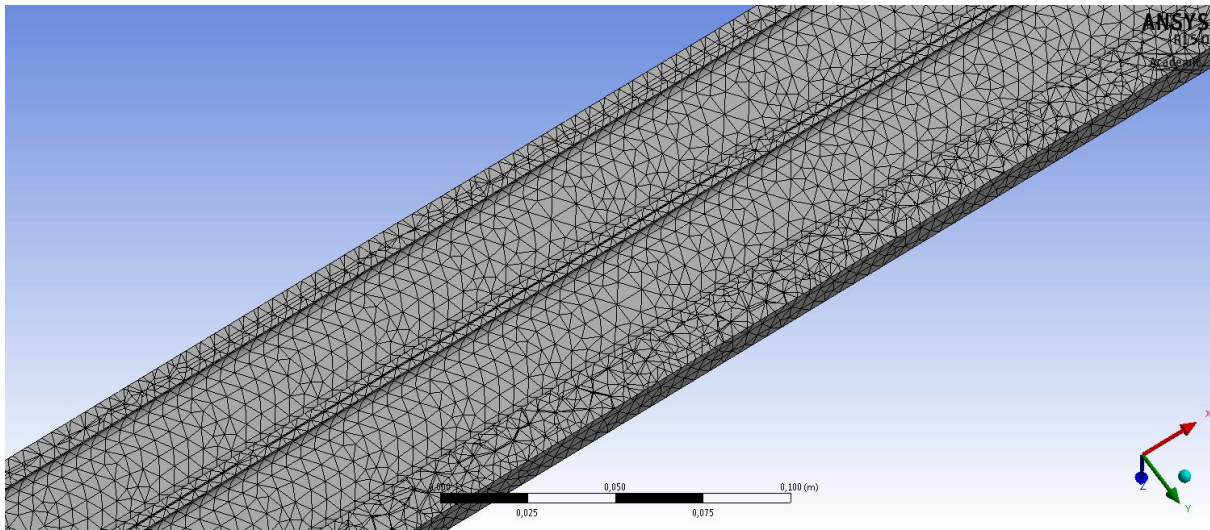
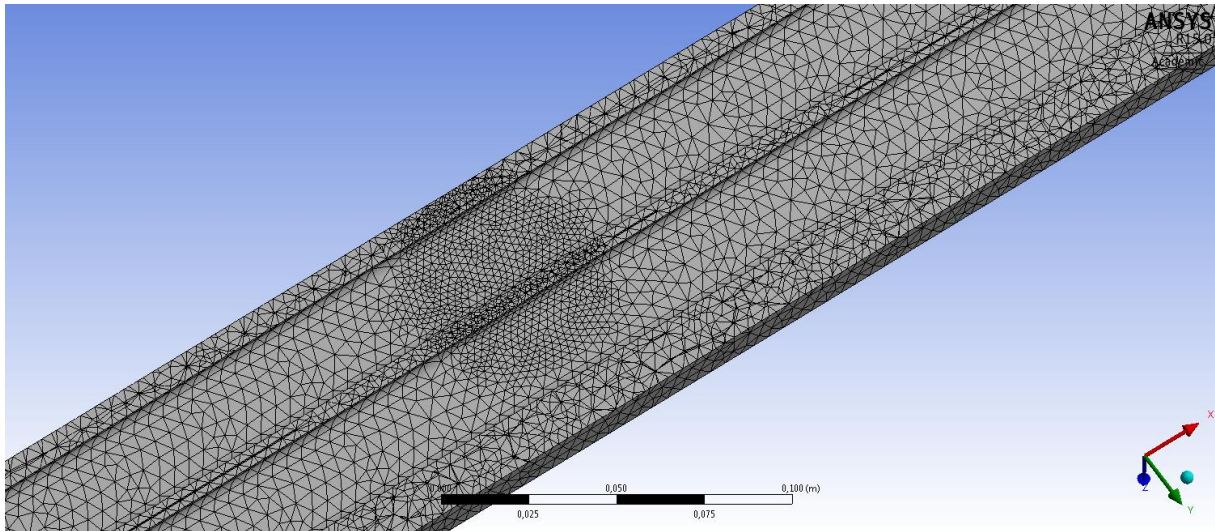


Figure 25 – Maillage tétraédrique – taille des éléments fixée à 5mm – vue de la coque inférieure





**Figure 26 – Maillage tétraédrique – taille des éléments fixée à 5mm avec un raffinement local imposé à 2mm – vue de la coque inférieure**

Nous avons également essayé d'employer un maillage grossier sur la majeure partie du corps pour appliquer un raffinement local imposé autour de la zone d'intérêt (Figure 26), indépendamment d'une nécessité géométrique. Typiquement, cette zone d'intérêt est la zone où les contraintes maximales sont rencontrées. Cette zone d'intérêt prend la forme d'une sphère à l'intérieur de laquelle les éléments sont plus fins. Les résultats sont susceptibles de varier un peu en fonction du positionnement de cette sphère ce qui pose un problème supplémentaire quant à la définition de son positionnement. En effet, pour les différents positionnements testés (Tableau 3 – Cas d'une taille de maille de 3mm et d'un raffinement à 1mm), trois valeurs différentes ont été obtenues pour la contrainte maximale. Bien que la variation relative soit faible (0,5%) nous avons préféré ne pas retenir cette méthode puisqu'aucun gain n'est obtenu au niveau du temps de calcul.

Suite à cette étude, nous avons opté pour des éléments de 2mm. Réduire le maillage davantage n'améliore pas significativement la précision des résultats alors que le nombre de nœuds et le temps de calcul augmentent considérablement (plus du triple pour une variation relative de 0,5% sur la contrainte maximale calculée). Le facteur de déviation sur l'ensemble du corps étudié est de 0,5. Il traduit le rapport de taille maximal qu'il peut y avoir entre deux éléments successifs. Cette taille est suffisante pour obtenir la convergence des résultats. Raffiner davantage ne ferait qu'augmenter inutilement le temps de calcul. Pour le volume étudié, cela correspond à 370 000 éléments soit 1 500 000 nœuds.

<u>Taille du maillage (mm)</u>	<u>Taille du raffinement local du maillage (mm)</u>	<u>Contrainte Maximale (MPa)</u>	<u>Nombre de nœuds</u>
5	-	117,0	146 K
3	-	123,6	513 K
2	-	129,8	1 509 K
1,5	-	130,2	3 402 K
3	1	129,8	1 389 K
		129,3	
		130,5	
3	0,5	130,6	3 873 K

**Tableau 3 – Résultats obtenus lors de l'étude de convergence**

### 2.2.3.2 Simulation du problème thermique

Lors de la simulation du problème thermique, nous faisons usage d'hypothèses simplificatrices. On considère un système thermique stationnaire. Compte tenu de la symétrie géométrique et physique du problème et les variations du flux solaire étant négligeables dans la largeur de l'absorbeur, on se contentera de simuler un demi-absorbeur et d'imposer une condition de symétrie. On considère également les surfaces isolées comme adiabatiques.

La conduction à l'intérieur du matériau est fonction de sa conductivité thermique. Elle est régie par :

$$\vec{\varphi} = -\lambda \overrightarrow{grad}(T)$$

Les conditions limites appliquées à l'absorbeur sont (Figure 27) :

- Le flux solaire incident
- Les pertes radiatives à l'ambient
- Les pertes convectives à l'ambient
- Les échanges convectifs avec le fluide à l'intérieur de l'absorbeur
- Le rayonnement surface à surface à l'intérieur des canaux de l'absorbeur

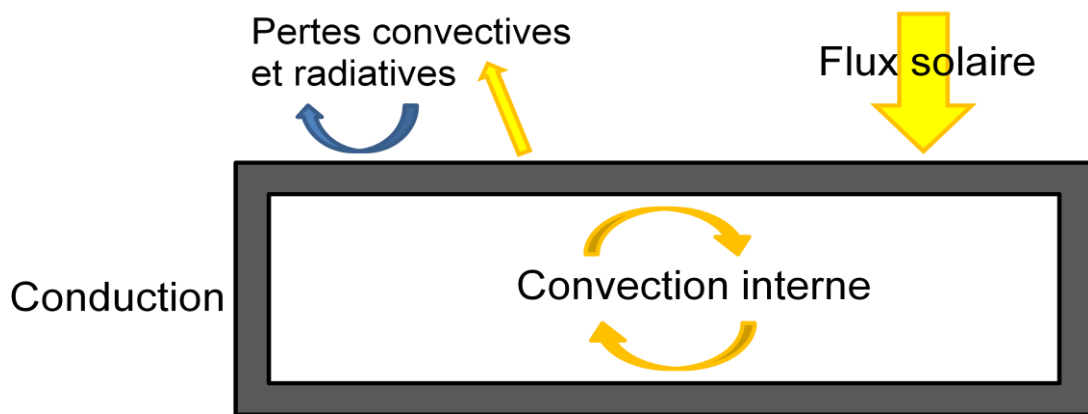


Figure 27 – Schématisation d'un module absorbeur et des différentes conditions limites qui lui sont appliquées

#### Le flux solaire incident

Le flux solaire incident est la première condition limite à prendre en compte. Le flux est imposé aux surfaces irradiées (Figure 28). Cela se traduit par :

$$\dot{q} = \alpha Ecl$$

où  $\alpha$  est l'absorptivité du carbure de silicium et  $Ecl$  l'éclairement solaire incident. L'hypothèse est prise d'un corps gris au comportement Lambertien.

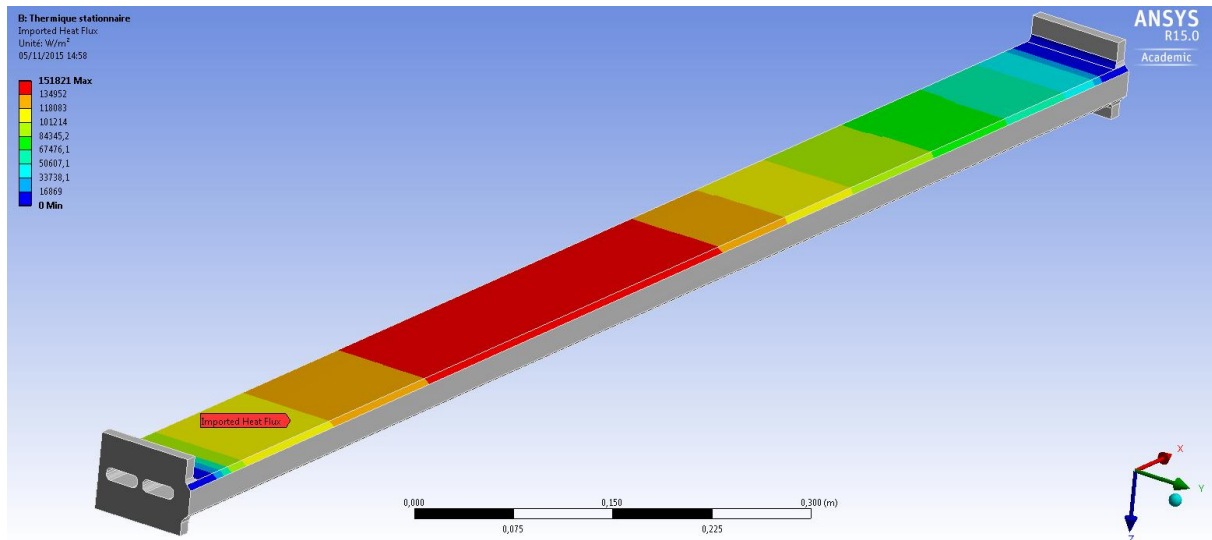


Figure 28 – Flux solaire incident imposé aux surfaces irradiées de l'absorbeur solaire

### Pertes thermiques convectives

Les pertes thermiques par convection à l'ambient se déterminent comme il a été expliqué précédemment (équation (46)).

### Pertes thermiques radiatives

Les pertes thermiques vers l'environnement sont dépendantes de la température et de la géométrie de la cavité. Puisque nous ne la matérialisons pas à l'intérieur d'ANSYS et pour prendre son influence en compte, nous considérons des échanges radiatifs entre le module absorbeur et un environnement à une température équivalente. Cette température équivalente est une moyenne des températures des parois de la cavité et de la température ambiante pondérées par leurs surfaces respectives vues par le module.

$$P_{ray} = \varepsilon \sigma S (T_{sic}^4 - T_{eq}^4)$$

### Échanges convectifs internes

Les échanges convectifs entre l'absorbeur et l'air le parcourant sont déterminés à partir des coefficients d'échanges convectifs et des températures d'air importés et qui ont été déterminés précédemment (section 2.2.2).

$$\dot{q}_{cv} = h_{cv} S (T_{sic} - T_{fluide})$$

### Rayonnement de surface à surface

Chaque canal parcourant le module est considéré comme une enceinte fermée parfaite d'un point de vue rayonnement (aucun rayonnement n'est émis à l'extérieur de cette enceinte). Les échanges radiatifs entre les différentes parois des canaux sont calculés de la même manière que les échanges entre l'absorbeur et la cavité dans DIRSOL.

Ainsi, après application de ces différentes conditions aux limites, la résolution du problème est à même d'être menée et les résultats sont obtenus sous la forme d'un champ thermique tridimensionnel (Figure 29).

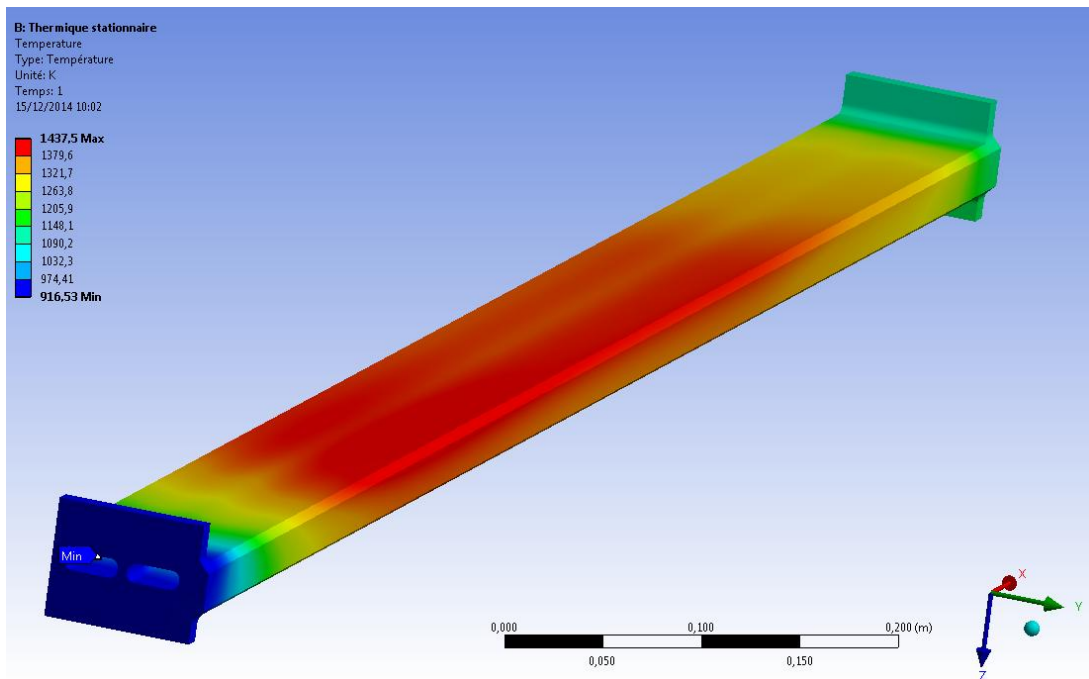


Figure 29 – Champs thermique (K) dans le module soumis à un flux décroissant

### Validation des conditions aux limites initiales

Après obtention de ce champ thermique, il convient toutefois de vérifier la condition aux limites qui concerne la température de l'air et le coefficient de convection à l'intérieur des canaux. En effet, cette condition calculée préalablement via DIRSOL est fortement dépendante de l'estimation de la température des canaux. Ces températures étant maintenant calculées, il est donc raisonnable de vérifier la validité de l'hypothèse de départ.

A cette fin, nous effectuons de nouveau le calcul de la température d'air et le coefficient d'échange convectif associé en fonction des nouvelles températures de canaux. Cette opération est réalisée via un simple traitement tableur en utilisant les mêmes équations que dans DIRSOL.

Un exemple d'itérations menées et la convergence qui en résulte est visible dans l'Annexe D.

### 2.2.3.3 Simulation du problème mécanique

Pour le problème mécanique, on considère bien évidemment un système statique stationnaire. Le système de fixation de l'absorbeur n'a pas été pris en compte pour ces simulations dans une volonté d'observer le comportement de l'absorbeur seul, sans sur-contraintes dues à une structure additionnelle. Pour à la fois bloquer l'absorbeur dans l'espace (empêcher les rotations et glissements), lui permettre de se déformer librement et renseigner la condition de symétrie, nous bloquons le déplacement de certains nœuds (Figure 30). Ainsi on impose trois conditions :

- Nœud P1 :  $\Delta x = \Delta y = \Delta z = 0$
- Nœud P2 :  $\Delta y = \Delta z = 0$
- Nœuds présents sur la face de symétrie :  $\Delta y = 0$

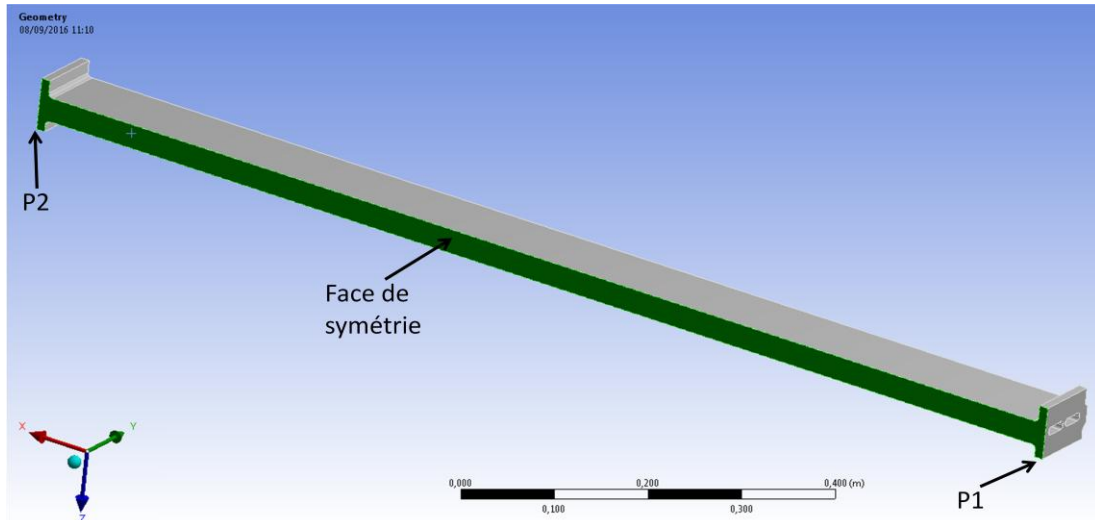


Figure 30 – Supports géométriques des conditions aux limites visant à fixer spatialement l'absorbeur

On prend ensuite en compte les forces dues à la pression du fluide sur les parois des canaux de l'absorbeur. Ces forces sont exercées normalement aux parois.

$$d\vec{F} = p \, dS \, \vec{n}$$

Enfin, le champ thermique obtenu précédemment est imposé au corps de l'absorbeur. Les contraintes qui résultent de ces dilatations ainsi générées sont alors calculés comme il a été présenté dans la section 2.1.2.1.

Après résolution du problème mécanique, les résultats obtenus sont les champs des déformations totales et directionnelles de l'absorbeur ainsi que les champs des contraintes (Figure 31). On observe de manière récurrente la concentration des contraintes de traction sur la coque isolée du module, au niveau des canaux.

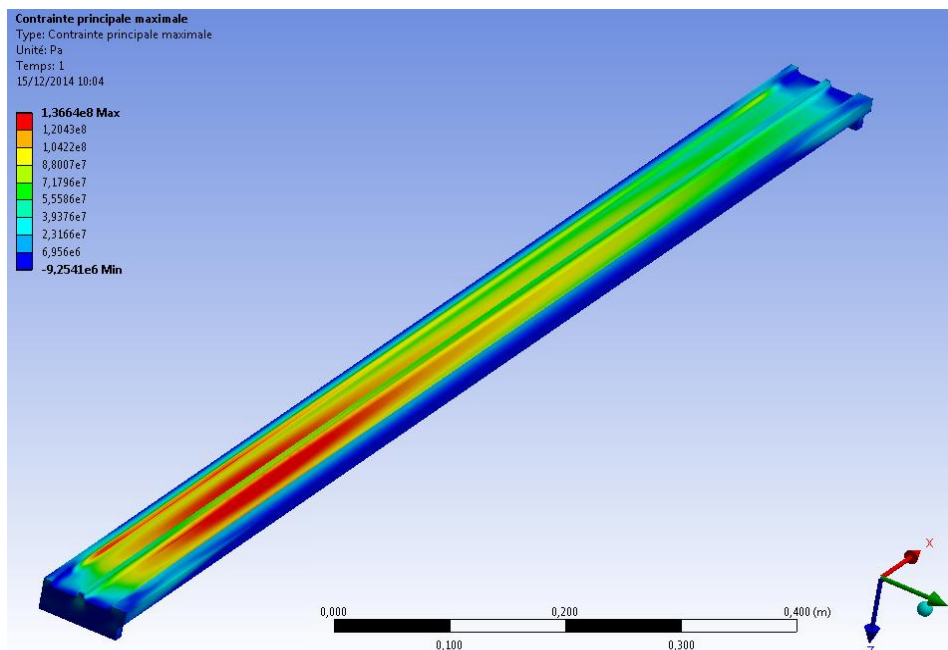


Figure 31 – Champ des contraintes principales maximales (MPa) subies par la face isolée du module absorbeur – Absorbeur soumis à un flux décroissant

Comme il a maintes fois été évoqué, la production de chaleur par effet thermoélastique est considérée très inférieure aux apports de chaleur externes. Il n'est donc pas requis d'introduire les déformations calculées dans un nouveau calcul thermique.

## 2.2.4 Calcul de la probabilité de rupture

Une fois le champ des contraintes principales maximales connues, il nous est possible d'en déduire la probabilité de rupture de la pièce. Les explications sur la méthode à appliquer sont présentées dans la section 2.1.5 de ce mémoire. On notera que le résultat donné par les équations (32) et (33) dépend de la valeur d'une intégrale des contraintes sur le volume de la pièce étudiée. L'intégration numérique du champ des contraintes est donc requise. Pour ce faire, nous utilisons une méthode de quadrature de Gauss. Ainsi, on approche la valeur de l'intégrale par :

$$I = \int_a^b f(x)dx \approx \sum_{i=1}^n \omega_i f(x_i) \quad (49)$$

où les  $\omega_i$  sont appelés coefficients de quadrature et servent à pondérer les valeurs de  $f(x)$  et sont choisis de manière à minimiser l'erreur commise. La localisation des points de Gauss à l'intérieur des éléments tétraédriques d'ANSYS et la pondération à appliquer sont présentées en Annexe C. Dans notre cas et pour des raisons de simplicité, nous avons opté pour l'exportation systématique du champ des contraintes dans des éléments tétraédriques présentant quatre points de Gauss.

Après cette exportation, nous utilisons un premier traitement en langage C qui a pour objectif de mettre en forme les résultats de la simulation. Ensuite, un second traitement réalisé sous MATLAB réalise l'intégration du champ des contraintes et calcule la probabilité de rupture de la pièce.

### Validation du calcul de la probabilité de rupture :

Afin de valider les résultats calculés par ce script, des comparaisons ont été réalisées avec les valeurs obtenues par la société NIMITECH. Leurs calculs ont été réalisés via le CODE\_ASTER avec des champs de contraintes identiques que nous leurs avons fournis (les valeurs étant communiquées pour les points d'intégration de chaque élément du maillage). Les probabilités de rupture obtenues par ces deux méthodes de calcul (Tableau 4) sont similaires pour une étendue de probabilité importante (4,3% à 98,4%). Des différences de résultat apparaissent lorsque les probabilités sont plus faibles mais restent acceptables (0,4%), tous les résultats obtenus via une méthode de calcul unique étant cohérents entre eux.

Configuration	Température (K)	Contraintes principales maximales (MPa)	Probabilité de rupture PROMES	Probabilité de rupture NIMITECH
Géométrie quadri-canal lisse sous flux décroissant	703,0 – 1141,9	210,0	4,30%	4,69%
Géométrie bi-canal texturée sous flux gaussien	858,3 – 1587,2	368,8	98,4%	98,4%

Tableau 4 – Comparaison des probabilités de rupture obtenues en utilisant différents traitements

## **2.3 Conclusion sur la physique du phénomène et les outils numériques utilisés**

Dans ce chapitre ont été présentés les différents phénomènes physiques rencontrés lors de l'étude d'un absorbeur solaire céramique : mécanique des fluides, transferts de chaleur, mécanique des solides... Les équations qui régissent ces phénomènes ont été développées ainsi que les couplages à prendre en compte.

Il a également été explicité la méthode utilisée pour simuler le comportement de l'absorbeur solaire. Il s'agit dans un premier temps de calculer les conditions aux limites à lui appliquer. En premier lieu on simule ou on reconstruit le flux solaire incident, dans notre cas en prenant en compte la configuration de notre site expérimental, la centrale Thémis. Ensuite, utilisant ce flux solaire et une discrétisation simplifiée de notre absorbeur solaire et de la cavité, nous estimons le profil de température de l'air circulant à l'intérieur des canaux ainsi que le coefficient d'échange convectif local correspondant. Dans un second temps, l'absorbeur solaire est simulé en trois dimensions. Un maillage tétraédrique est utilisé. Les conditions aux limites précédemment calculées sont appliquées et un champ thermique est obtenu. Un couplage simple étant suffisant entre la partie thermique et la partie mécanique du problème, nous pouvons donc en déduire directement les déformations du module. De ces déformations est obtenu le champ des contraintes subies par l'absorbeur puis la probabilité de rupture.

## 2.4 Bibliographie

- Clausing, A. M., 1981. An analysis of convective losses from cavity solar central receivers. *Solar Energy*, 27(4), pp. 295-300.
- Colleoni, A., 2013. *Intensification des transferts de chaleur en régime turbulent pour le développement d'un récepteur solaire surfacique à haute température en céramique*, Thèse. s.l.:UPVD, Perpignan, France.
- Delatorre, J., 2011. *Optimization of concentrating solar power plants using Monte-Carlo methods*, PhD. Thesis. s.l.:INPT, Toulouse, France.
- Dittus & Boelter, 1930. Heat transfert in automobile radiators of the tubular type. *University of California Publications, Engineering*, 2(13), pp. 443-461.
- Germain, P., 1986. *Mécanique, Ecole Polytechnique*. s.l.:Ellipses.
- Lei, Y., O'Dowd, N., Busso, E. & Webster, G., 1998. Weibull stress solution for 2-D cracks in elastic and elastic-plastic materials. *International Journal of Fracture*, Volume 89, pp. 245-268.
- O'Dowd, N., Lei, Y. & Busso, E., 2000. Prediction of cleavage failure probabilities using the Weibull stress. *Engineering Fracture Mechanics*, Volume 67, pp. 87-100.
- Piaud, B. et al., 2013. Application of Monte-Carlo sensitivities estimation in Solfast-4D.
- Ranc, N., 2003. *Couplage thermomécanique, Techniques de l'ingénieur*, s.l.: s.n.
- Roccia, J. et al., 2012. SOLFAST, a Ray-Tracing Monte-Carlo software for solar concentrating facilities. *Journal of Physics: Conferences Series*.



### 3 Optimisation d'un module d'absorbeur céramique et définition des conditions de travail nominales

Différents paramètres sont à même d'influencer significativement le comportement thermomécanique de l'absorbeur et donc sa probabilité de rupture. Nous avons alors effectué différentes études nous permettant d'observer l'influence de ces différents paramètres avec pour objectif de valider une configuration assurant la viabilité d'un module absorbeur travaillant pour des conditions nominales de fonctionnement. Après une analyse préliminaire nous avons sélectionné quatre principaux paramètres : la distribution du flux solaire incident, la géométrie du module absorbeur, l'intensité des échanges convectifs internes et la température d'admission d'air. Ces paramètres sont en effet ceux sur lesquels nous avons le plus de contrôle et qui sont le plus à même d'impacter directement le module absorbeur et ses performances (Tyagi, et al., 2007). Les simulations sont réalisées via la méthode décrite dans le chapitre précédent.

Nous commencerons par une description de la géométrie initiale de l'absorbeur et des conditions nominales de références. Suite à cela, nous présenterons les études menées sur les quatre principaux paramètres précédemment évoqués. Le but de cette étude étant d'aboutir à une configuration pour laquelle la probabilité de rupture du module est jugée acceptable.

#### 3.1 Géométrie initiale et conditions de référence

Nous avons commencé l'étude avec la géométrie du module à " *taille pilote laboratoire*" initialement conçu pour une puissance de 30kW et testé au four solaire d'Odeillo (Colleoni, 2013). Ce module avait pour dimensions 400 x 165mm (Figure 32) et une épaisseur de 22mm (hors brides). Il était parcouru par 2 canaux identiques texturés de 55,5 x 10mm. Les épaisseurs des deux coques étaient identiques soit 6mm. Lors des tests évoqués, le module a été soumis à différentes conditions de flux solaire incident (distribution et niveau maximal). Par exemple, lors de son exposition à un flux dont le niveau moyen est de 360kW/m<sup>2</sup> (Figure 33).

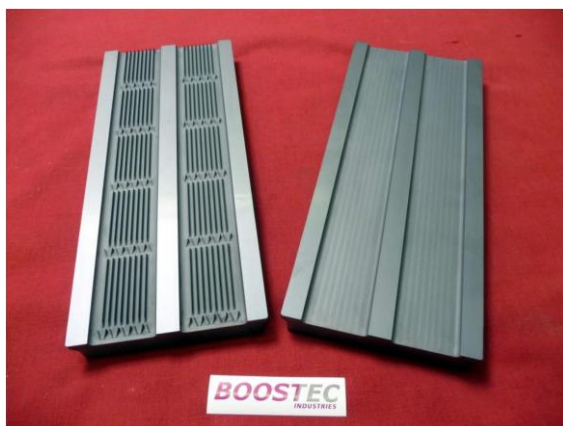


Figure 32 – Photo des deux coques du module de 40cm avant assemblage

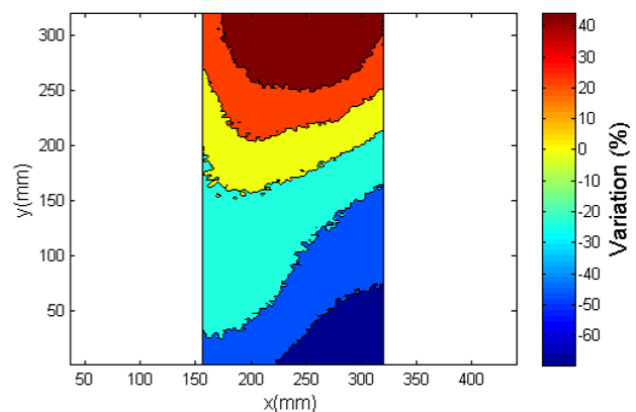


Figure 33 – Représentation adimensionnelle du flux imposé au module absorbeur de 40cm – Valeur moyenne de 360kW/m<sup>2</sup>

Les simulations thermomécaniques réalisées à posteriori nous indiquent que le module subissait alors une contrainte maximale de 311MPa (Figure 34). Les contraintes maximales se retrouvent au centre des canaux de la coque inférieure et sur la quasi-totalité de la longueur de l'absorbeur. La probabilité

de rupture était quant à elle de 5,1%. Cette probabilité est non négligeable et n'assure pas la viabilité mécanique du module. Pour preuve, il a été détruit lors de ce test expérimental. Cela justifie la nécessité d'étudier le comportement thermomécanique de l'absorbeur afin de diminuer la probabilité de rupture. C'est d'autant plus vrai que cette probabilité est dépendante du volume de la pièce étudiée (comme vu avec le calcul de la probabilité de rupture dans la section 2.1.5). Le module pilote laboratoire, de par ses dimensions, présentait un faible volume. Or pour un module à une échelle plus représentative des conditions industrielles et donc avec un volume plus important, la probabilité de rupture se trouverait augmentée et insatisfaisante pour la viabilité du système.

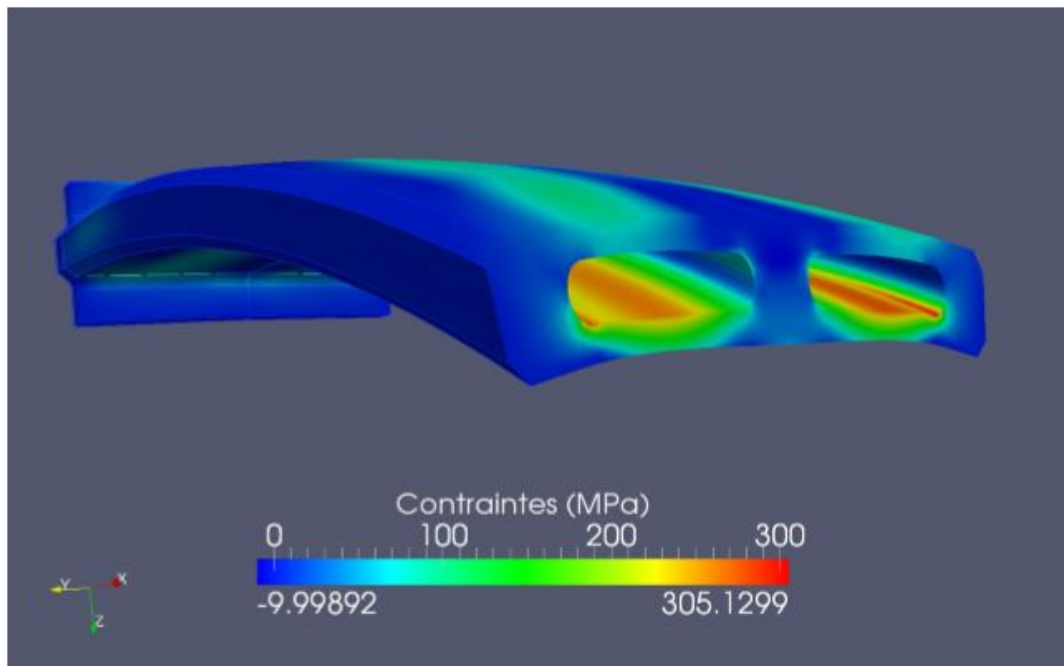


Figure 34 – Champ des contraintes principales maximales du module à échelle pilote laboratoire – Vue en coupe

Un des objectifs annoncés était d'étudier un absorbeur à une échelle plus réaliste, type pilote industriel. A cette fin nous avons défini une "géométrie initiale" inspirée du module à "échelle laboratoire" précédent.

Pour s'adapter à la configuration du foyer mini-Pégase à Thémis (cavité d'ouverture 1,2m x 1,2m), la longueur de ce module a été augmentée à 1280mm, soit 1200mm de longueur active et 40mm de part et d'autre du module réservés aux brides et au système de connexion céramique-métal. La largeur du module (165mm) et canaux le parcourant ont été conservés (Figure 35). La longueur étant accrue, les texturations de la coque irradiée visant à accroître les échanges convectifs sont ici composées de 16 motifs identiques de 80mm de long, espaces inter motifs inclus (Figure 36). Ces texturations pariétales sont situées à l'intérieur des canaux du module sur la coque irradiée, coque la plus chaude. Elles sont composées de générateurs de tourbillons et de riblets dont le but est de maintenir le tourbillon ainsi créé le plus longtemps possible.

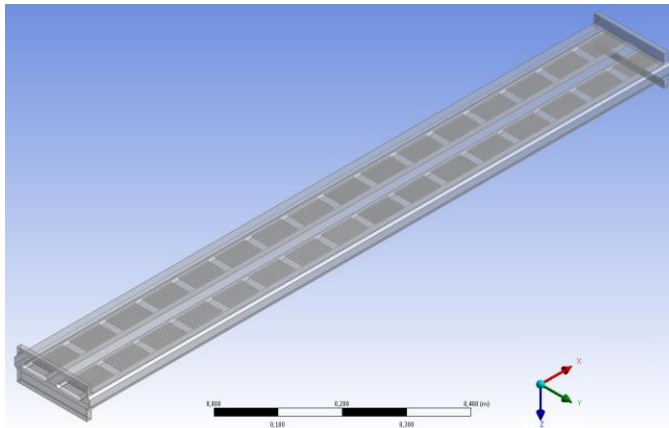


Figure 35 – Géométrie initiale du module à échelle pilote dit « bi-canal »

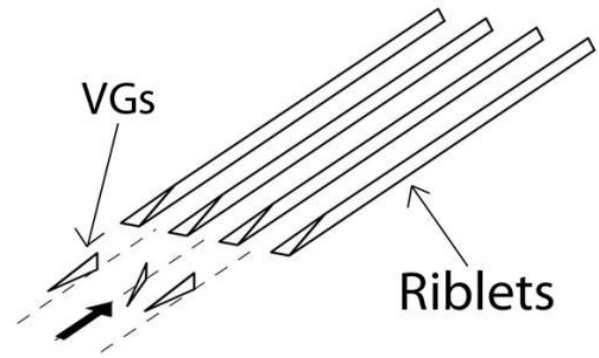


Figure 36 – Détail d'un motif texturé

Une première étude a conduit à la modification de l'épaisseur de la coque irradiée et de la coque isolée pour respectivement 6mm et 12mm (Figure 37) (Capeillère, et al., 2013).

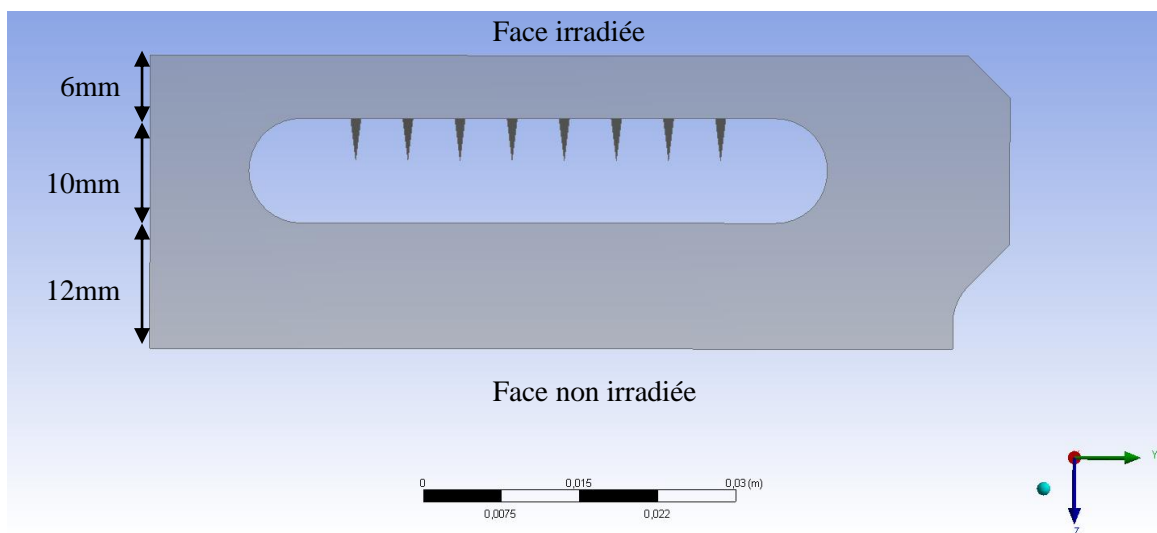


Figure 37 – Vue en coupe de la géométrie initiale de l'absorbeur hors brides – demi-largeur du module

Nous avons également conservé les conditions nominales de fonctionnement imposées à l'absorbeur. La température d'entrée d'air dans les canaux est de 623K pour une pression de 10bar et un débit massique de  $86\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$ .

Ainsi nous développons ci-après l'évolution de cette géométrie et des conditions nominales de travail retenues en fonction des diverses simulations effectuées.

## 3.2 Influence de la distribution du flux solaire incident

Le premier paramètre que nous avons étudié et analysé est la distribution du flux solaire incident. C'est en effet un point central de ce type d'application puisque que c'est cette puissance radiative que l'on cherche à valoriser.

### 3.2.1 Les différentes configurations de flux étudiées

Les flux étudiés ont été obtenus par simulations à l'aide du code Solfast4D, en utilisant 12 héliostats dans la configuration du champ d'héliostats de la centrale Thémis et la cavité du foyer mini-Pégase

(méthode décrite dans la section 2.2.1.1). Nous avons retenu trois distributions de flux à appliquer au module absorbeur pour en étudier l'impact. Tout d'abord, un flux classique dit « gaussien » qui sert de cas de référence. En effet il s'agit d'un cas simple où tous les héliostats visent le centre du foyer. Nous avons ensuite retenu un flux dit « plateau ». Ce flux a été choisi dans une volonté de réduire au maximum les variations d'irradiation le long de l'absorbeur. Enfin, le dernier flux est dit « décroissant ». Cette fois, l'idée était d'appliquer une puissance thermique incidente plus importante du côté où l'air est le plus froid (entrée de l'absorbeur) afin de réduire les gradients de température le long de l'absorbeur.

### 3.2.1.1 Configuration gaussienne

Le flux gaussien (Figure 38), comme expliqué précédemment, est obtenu par l'utilisation de 12 héliostats dont le point de visée est le centre du volume focal. Ce flux présente d'importantes et brusques variations d'intensité le long du module pour une puissance interceptée de 85kW avec une irradiation qui varie entre 207 et 586kW/m<sup>2</sup>.

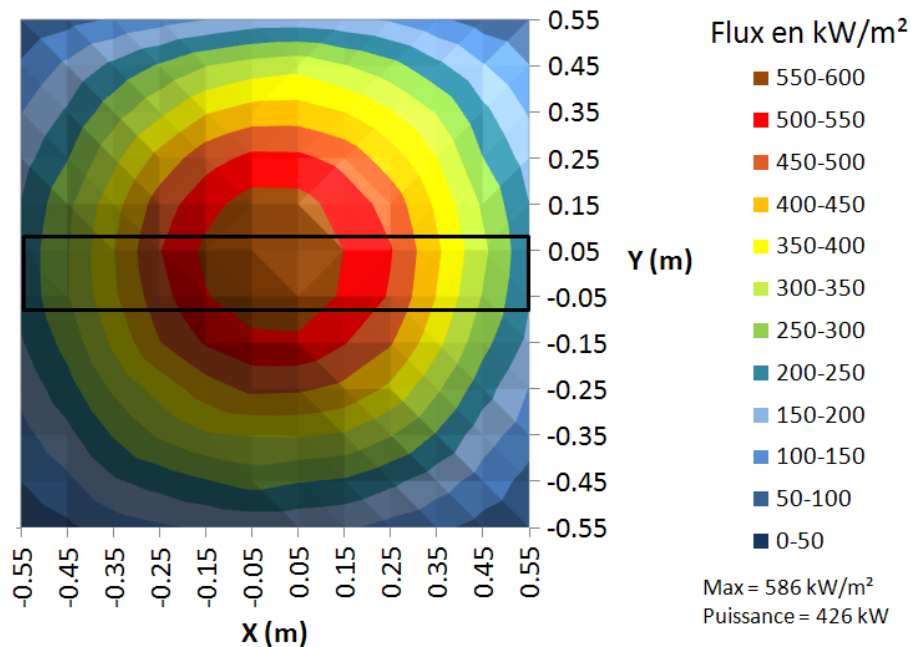


Figure 38 – Configuration gaussienne - Flux simulé avec 12 héliostats - Le rectangle noir représente le récepteur placé au centre de la cavité.

### 3.2.1.2 Configuration plateau

Pour obtenir le flux plateau (Figure 39), les points de visée des héliostats sont répartis de manière régulière le long de l'absorbeur. La puissance incidente est de 63kW. Comme souhaité, les variations de l'intensité de l'éclairement sont bien moindres. L'éclairement minimal reçu est de 290kW/m<sup>2</sup> pour un éclairement maximal sur le récepteur de 333kW/m<sup>2</sup>.

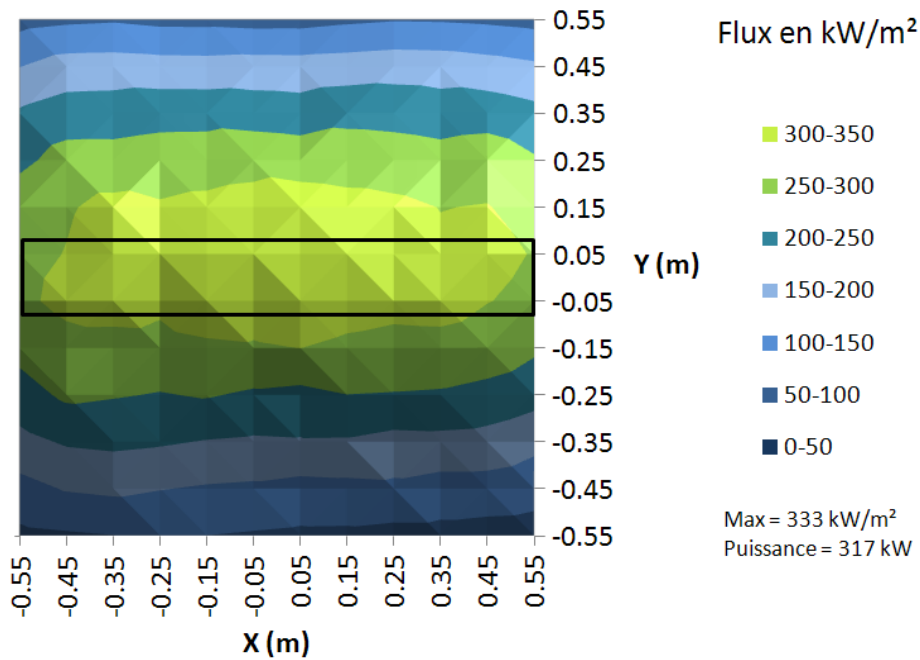


Figure 39 – Configuration plateau - Flux simulé avec 12 héliostats - Le rectangle noir représente le récepteur placé au centre de la cavité.

### 3.2.1.3 Configuration décroissante

Le flux décroissant est représenté sur la Figure 40 avec un flux incident maximal situé à 40cm de l'entrée du module et qui décroît jusqu'à la sortie. Dans cette configuration, le flux minimal est de 234 kW/m<sup>2</sup> tandis que le flux maximal est évalué à 424 kW/m<sup>2</sup>. La puissance incidente sur le récepteur est de 67 kW.

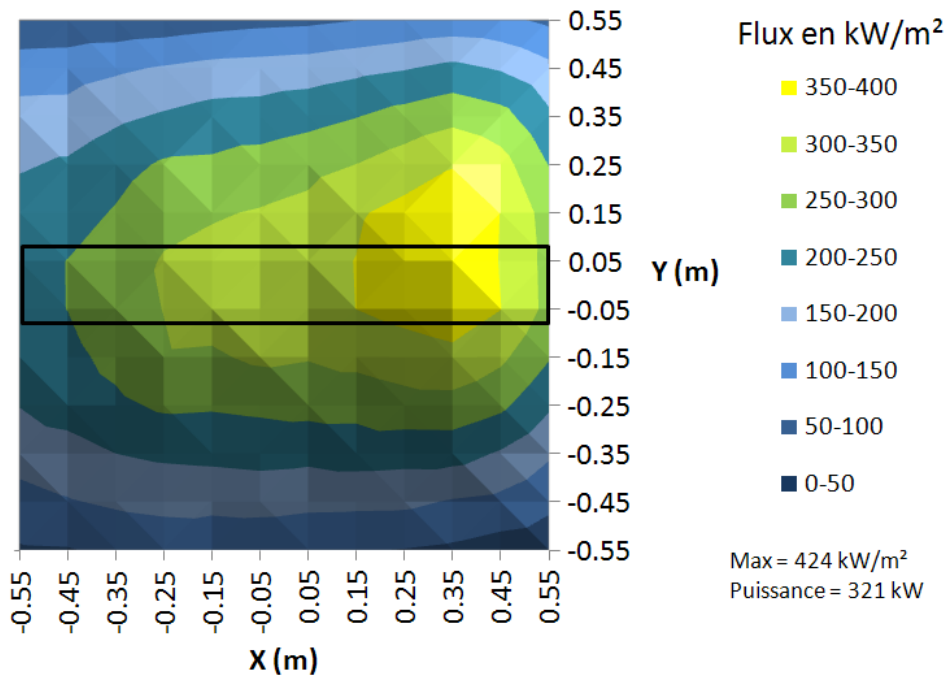


Figure 40 – Configuration décroissante - Flux simulé avec 12 héliostats - Le rectangle noir représente le récepteur placé au centre de la cavité.

### 3.2.2 Analyse des résultats thermomécaniques de la géométrie initiale sous les différents flux solaires

Indépendamment de la distribution solaire imposée et du fait de l'irradiation asymétrique du module, on constate dans chaque cas un comportement thermomécanique identique tel qu'expliqué précédemment. A savoir, une température de coque irradiée plus grande d'où une dilatation plus importante. Ceci explique la concentration des contraintes de traction sur la coque inférieure dans les canaux et la courbure du module vers sa face avant (Figure 41 et Figure 42).

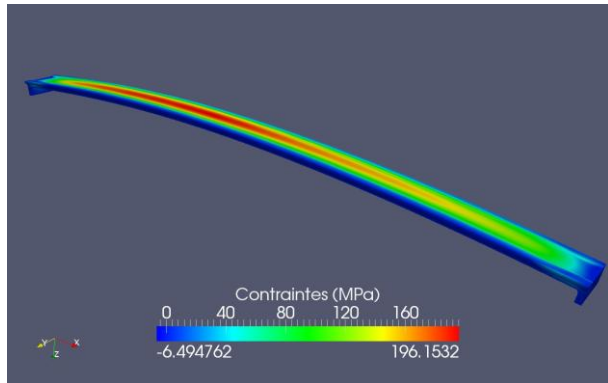


Figure 41 – Champ des contraintes principales maximales du module à géométrie bi canal soumis à un flux plateau

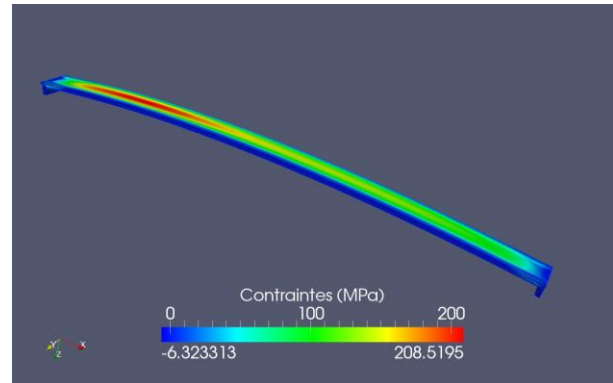


Figure 42 – Champ des contraintes principales maximales du module à géométrie bi canal soumis à un flux décroissant

Au regard des différents flux appliqués au module absorbeur (Tableau 5), on constate de très grandes disparités concernant la probabilité de rupture (Tableau 6). Sur les trois cas étudiés on remarque que les grandes variations d'éclairement du module engendrent également les plus gros gradients thermiques au niveau de l'absorbeur qui génèrent des contraintes principales maximales de 314,8MPa pour une probabilité de rupture de 58%. Les configurations plateau et décroissante réduisent drastiquement les écarts entre température maximale et température minimale dans l'absorbeur au point de générer une probabilité de rupture 20 fois inférieure à la configuration gaussienne.

Configuration	Gaussienne	Plateau	Décroissante
Flux minimum (kW/m <sup>2</sup> )	207	290	234
Flux maximum (kW/m <sup>2</sup> )	586	333	424
Différence (kW/m <sup>2</sup> )	379	43	190
Puissance incidente sur le module (kW)	85	63	67
Débordement de la cavité (%)	21.9	34.5	35.9

Tableau 5 – Résumé des informations relatives aux flux solaires simulés

Configuration	Tmin (K)	Tmax (K)	$\sigma$ (MPa)	Prupture (%)
Gaussienne	652,7	1436,7	314,8	58
Plateau	668,1	1263,1	196,2	2,6
Décroissant	673,0	1203,6	208,5	2,5

Tableau 6 – Résultats thermomécaniques obtenus lors de l'étude du flux solaire incident

Suite à ces observations, nous avons proscrit l'utilisation du flux gaussien pour notre application au profit des flux décroissant et plateau qui nous serviront de flux de références pour la suite des études sur les paramètres.

### **3.3 Analyse de la géométrie de l'absorbeur : influence de ponts thermiques entre les coques**

Les contraintes de traction endurées par le module absorbeur sont principalement du fait des différences de températures entre la coque irradiée et la coque isolée qui génèrent des différences de dilatations. Ces écarts de températures peuvent être réduits en améliorant les échanges entre les deux coques. Ces échanges sont effectués via deux mécanismes de transfert de chaleur :

- par rayonnement de surface à surface entre les parois des canaux et en fonction des propriétés thermo-radiatives du matériau
- mais aussi et principalement par conduction dans les connectiques entre les deux coques qui servent de ponts thermiques.

L'influence de ces ponts thermiques est donc l'objet de cette étude. Le débit massique de l'air est conservé à 86g/s pour une pression de 10bar.

#### **3.3.1 Géométrie initiale (Géométrie bi-canal)**

En premier lieu, nous avons étudié le comportement thermomécanique de la géométrie présentée en partie 3.1 de ce chapitre (Figure 35 et Figure 37). Deux canaux sont présents dans le module ce qui signifie trois ponts thermiques entre les deux coques. Représentant notre cas initial, cette géométrie nous servira donc de cas de référence pour cette étude paramétrique.

On rappelle que, soumis au flux plateau, le module subit une probabilité de rupture de 2,6% pour des contraintes maximales de 196,2MPa (Figure 41). Soumis au flux décroissant, la probabilité de rupture est de 2,5% pour des contraintes maximales de 208,5MPa (Figure 42).

#### **3.3.2 Géométrie à deux canaux partiellement pontés**

Lors des précédentes simulations, nous avons remarqué que les contraintes de traction maximales étaient localisées dans la partie amont de l'absorbeur (Figure 41 et Figure 42). Notre première approche a ainsi été d'ajouter des éléments de liaison inter-coque pour augmenter les échanges thermiques dans cette zone (Figure 43 et Figure 44). Ces éléments sont situés au centre des canaux de 0 à 640mm de longueur. Ces pontages n'ont pas été prolongés dans la partie aval du module dans le but de sauvegarder au maximum la texturation et ainsi les performances thermiques du module. D'une largeur de 5mm, ils occupent un espace inter-riblet.

Il est important de noter que cette géométrie particulière n'est qu'une vue de l'esprit, une première approche afin d'évaluer rapidement l'influence d'échanges thermiques entre les coques dans la partie du module. En effet, en réalité il est nécessaire pour usiner la pièce qu'elle présente des rayons de congé acceptables, ce qui n'est pas le cas ici. De plus, sans ces rayons de congé, nous savons que nous aurons tendance à surévaluer les contraintes subies par le module. Cependant, réaliser une nouvelle géométrie remplissant ces critères aurait demandé un important temps de conception, notamment un réarrangement des texturations à l'intérieur des canaux dû à l'espace occupé par les congés. Nous avons donc préféré dans un premier temps réalisé de premières estimations du comportement thermomécanique avec cette géométrie approchée afin de voir si cette voie d'optimisation est prometteuse.

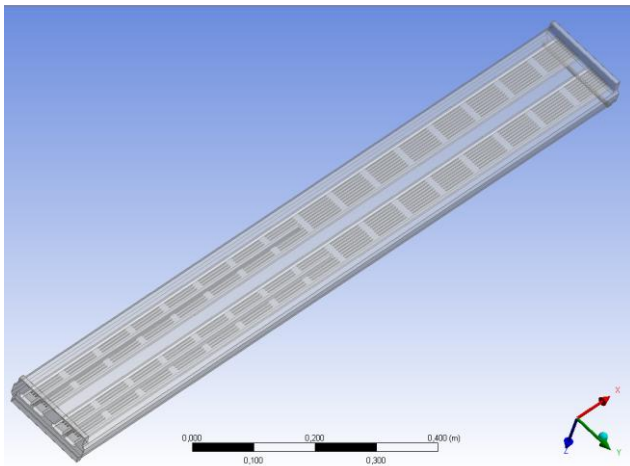


Figure 43 – Géométrie du module bi-canal pontée amont

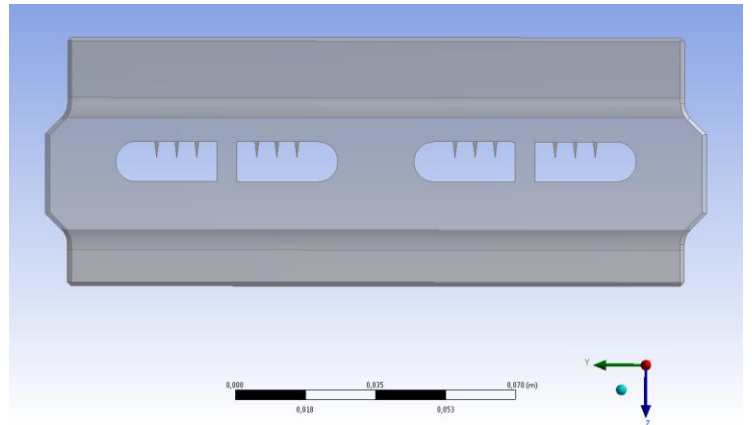


Figure 44 – Vue longitudinale (y) d'un module à géométrie bi-canal pontée amont

Après simulation thermomécanique de ce module soumis à un flux décroissant, on obtient des contraintes maximales de 180MPa (Figure 45) exception faite d'une concentration de contraintes localisée à la fin du pontage sur une zone très limitée (Figure 46) où elles atteignent 248MPa. Ces contraintes se poursuivent en aval du pontage dans des intensités beaucoup plus raisonnables pour le module. Si cette singularité, quelque peu surestimée par le manque de congés mais existante, est à même de poser des problèmes de survie au module, on remarque tout de même que la probabilité de rupture du module est de 1,2%, soit deux fois moins que dans le cas du module non ponté. Cette première approche d'optimisation du module via intensification des échanges thermiques entre coque est donc intéressante.

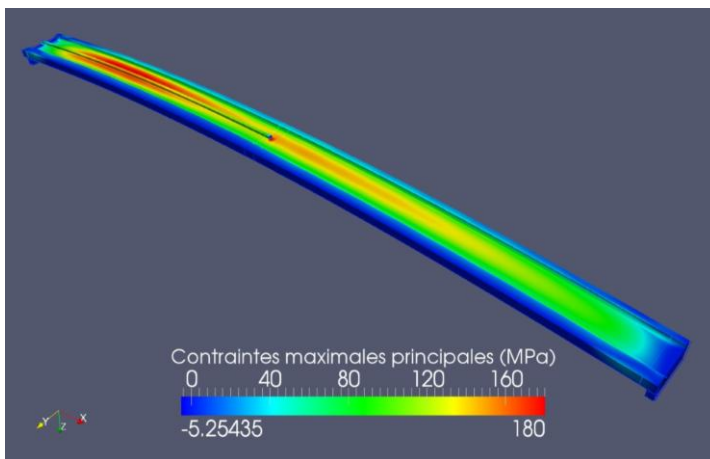


Figure 45 – Contraintes principales maximales subies par la coque inférieure du module à géométrie bi-canal pontée amont sous un flux décroissant - demi -largeur

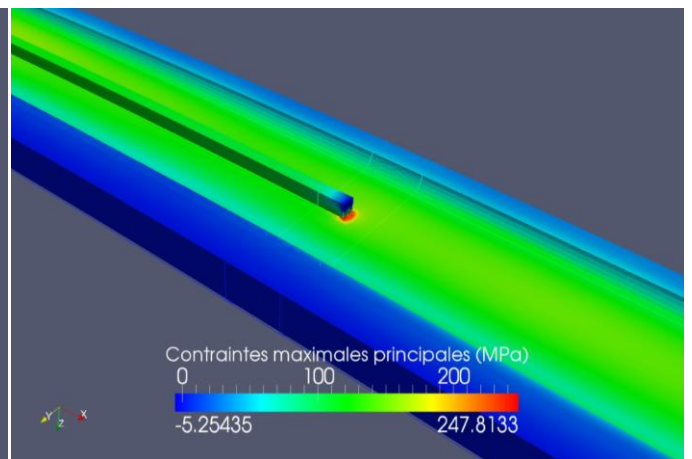


Figure 46 – Détail sur la singularité des contraintes à la fin du pontage

Les observations et les conclusions sont les mêmes dans le cas du flux plateau. Les contraintes maximales sont alors de 185MPa (303MPa pour la singularité) avec une probabilité de rupture de 1,7%.

### 3.3.3 Géométrie à deux canaux pontés sur toute la longueur

Afin d'éviter le problème de singularité des contraintes à la fin du pontage, nous avons prolongé ce dernier sur l'ensemble du module. Sous un flux plateau la probabilité de rupture est alors de 1,2% avec des contraintes maximales de 175MPa (Figure 47). On constate la disparition de la singularité et une



diminution de la probabilité de rupture aux dépens d'un espace inter-riblets sur toute la longueur du module.

Sous le flux décroissant la probabilité est de 1,1% avec des contraintes maximales de 185MPa (Figure 48).

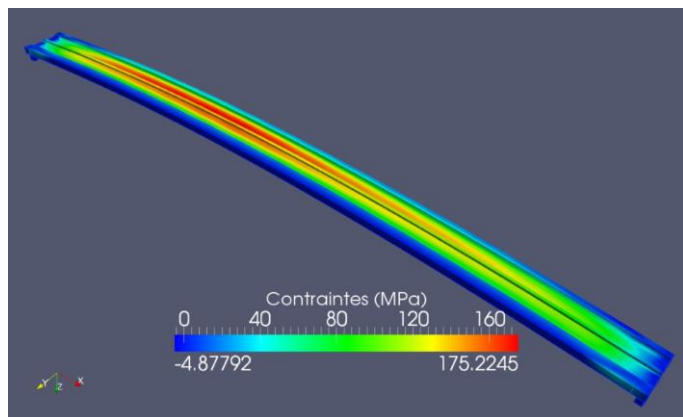


Figure 47 – Contraintes principales maximales subies par la coque inférieure du module à géométrie bi-canal pontée sur toute la longueur sous un flux plateau – demi -largeur

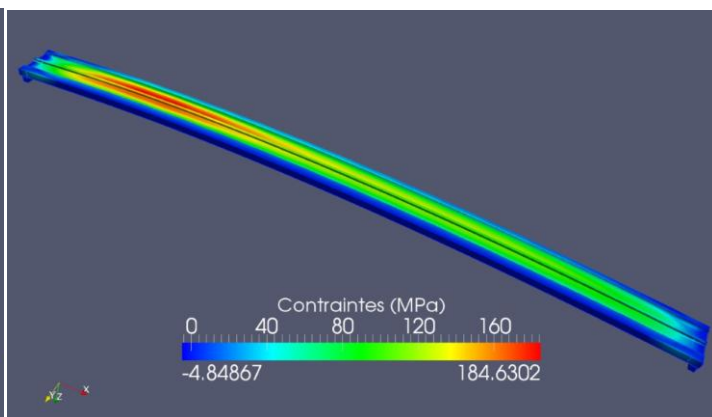


Figure 48 – Contraintes principales maximales subies par la coque inférieure du module à géométrie bi-canal pontée sur toute la longueur sous un flux décroissant - demi -largeur

### 3.3.4 Géométrie tri-canal

Une géométrie dite tri-canal a également été testée. Comme son nom l'indique, trois canaux identiques et par conséquent quatre connexions entre coques la traversent (Figure 49 et Figure 50). Il s'agit donc d'une connexion inter-coques en plus par rapport à la géométrie bi canal les rayons de congé y sont présents. Notons qu'ici la géométrie présente son plan de symétrie à l'intérieur d'un des canaux du module. Nous avons alors préféré simuler l'intégralité du module.

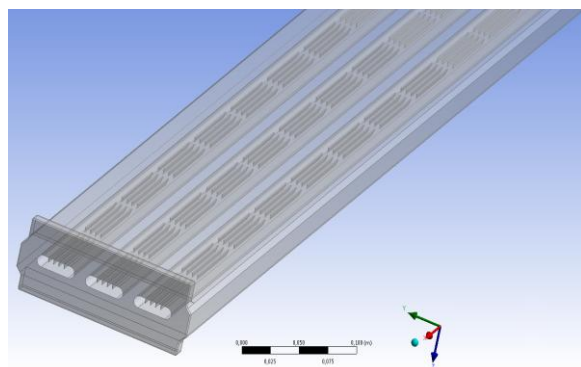


Figure 49 – Géométrie du module tri-canal

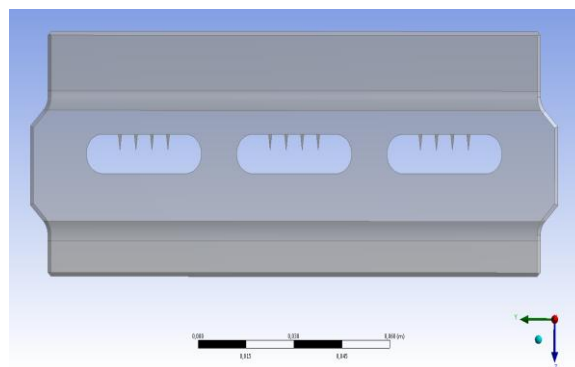


Figure 50 – Vue longitudinale (y) d'un module à géométrie tri-canal

Dans cette configuration, nous obtenons des contraintes maximales de 202MPa (Figure 51) pour une probabilité de rupture de 2,6% sous un flux plateau et de 213MPa pour 2,3% sous un flux décroissant. Ces résultats sont très similaires à la configuration bi-canal malgré une amélioration des échanges entre les coques. Ceci s'explique par le fait que la dilatation du module et sa courbure ne se fait pas uniquement dans la longueur mais également dans la largeur (Figure 52). Les conditions d'éclaircissement étant symétriques selon cet axe, les contraintes de traction maximales seraient logiquement à situer au centre de l'absorbeur. Une particularité dans le cas de la géométrie tri-canal est que le centre de l'absorbeur est occupé par un canal et non par une connexion inter-coque comme c'est le cas pour les

autres configurations jusqu'alors étudiées. Habituellement, la connexion centrale joue le rôle de rigidificateur et les contraintes maximales se reportent sur les canaux adjacents mais avec des intensités moins importantes. Ce n'est pas le cas ici ; le canal central subissant d'importantes contraintes, cela explique une probabilité de rupture comparable au cas bi-canal.

Ainsi, nous savons qu'il nous faut éviter de placer un canal au centre du module.

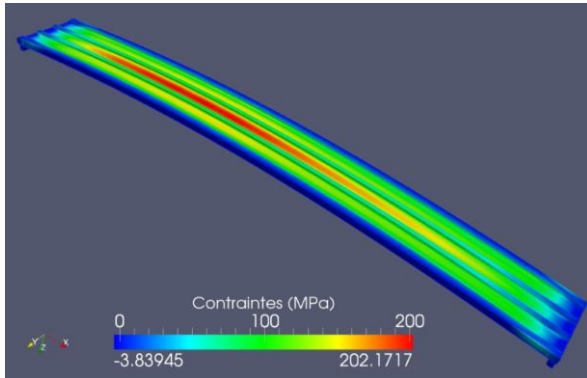


Figure 51 – Contraintes principales maximales subies par la coque inférieure du module à géométrie tri-canal sous un flux plateau

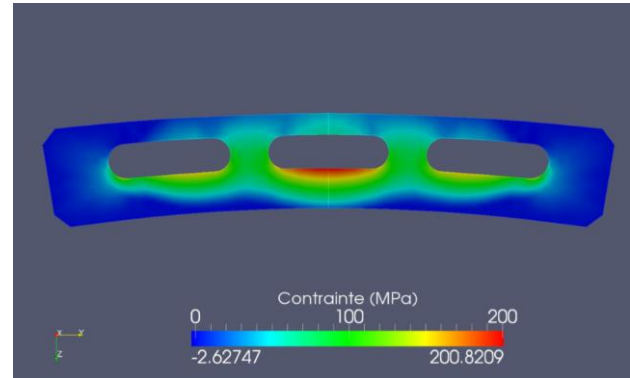


Figure 52 – Vue longitudinale des contraintes principales maximales subies par la coque inférieure du module à géométrie tri-canal sous un flux plateau

### 3.3.5 Géométrie quadri-canal

La géométrie quadri-canal n'est autre que la géométrie bi-canal pontée sur toute la longueur. Cette géométrie était prometteuse et nous avons donc ajouté les rayons de congé manquants afin de l'étudier correctement. Sa largeur a également été augmentée de 2mm (pour un total de 167mm) afin d'y inclure les texturations pariétales (Figure 53).

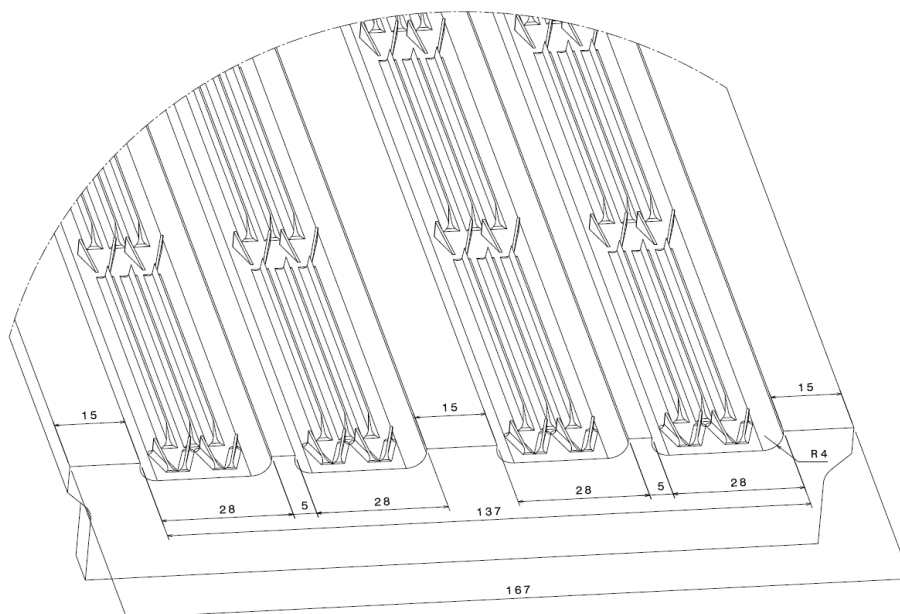
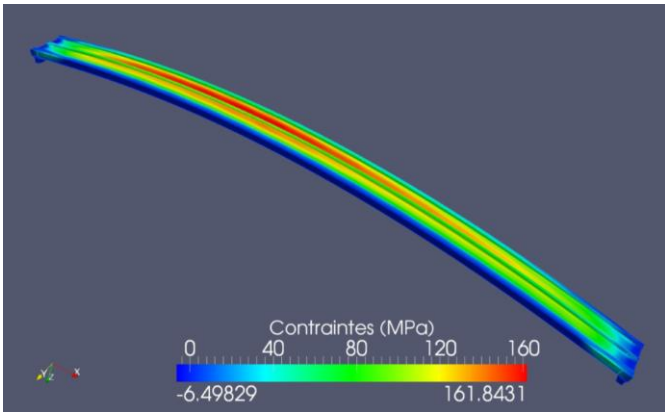


Figure 53 – Dimensions (mm) des différents éléments de la géométrie « quadri-canal ». Vue de la coque irradiée.

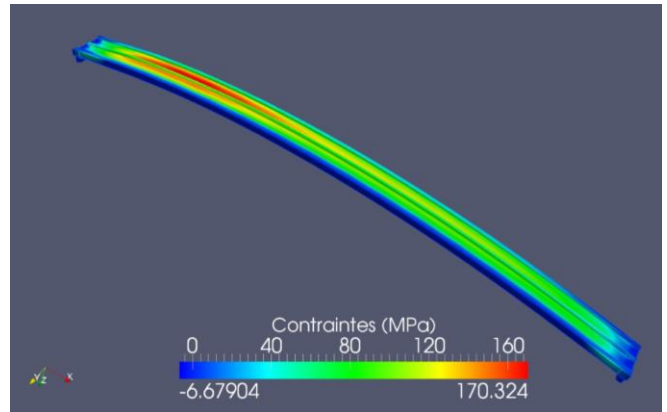
Ainsi on obtient dans la configuration plateau des contraintes maximales de 162MPa pour une probabilité de rupture de 0,5%. Dans la configuration décroissante, les contraintes sont de 170MPa pour une probabilité de rupture de 0,4%.

Cette géométrie à quatre canaux présente des probabilités de rupture cinq fois inférieures à celles existantes pour la géométrie bi-canal simple. Ces probabilités sont de surcroît jugées acceptables pour notre application et c'est donc cette géométrie qui a été retenue pour la fabrication des modules de test et les essais expérimentaux.

Cependant, pour des raisons économiques, il ne nous a pas été possible de réaliser ces absorbeurs avec texturations. Les modules fabriqués seront donc parcourus de canaux lisses.



**Figure 54 – Contraintes principales maximales subies par la coque inférieure du module à géométrie quadri-canal sous un flux plateau**



**Figure 55 – Vue longitudinale des contraintes principales maximales subies par la coque inférieure du module à géométrie quadri-canal sous un flux plateau**

### 3.4 Intensité des échanges convectifs – coefficients de transfert thermique

Notre étude s'est poursuivie sur la géométrie et les configurations qui allaient être expérimentées à la centrale Thémis pour préparer les manipulations plus avant. Comme expliqué ci-dessus et pour des raisons économiques, les modules testés expérimentalement n'ont pu être équipés de texturations. Il s'agira donc de modules à géométrie à quatre canaux lisses. De plus, compte tenu des limitations des compresseurs sur le site de Thémis qui assurent l'alimentation en air lors des expérimentations, nous avons revu la pression de travail à la baisse, soit 7bar.

Cette section s'intéresse à l'influence de l'intensité des échanges convectifs à l'intérieur des canaux sur le comportement thermomécanique de l'absorbeur. Ces échanges sont régis par la nature des canaux et la vitesse d'écoulement de l'air. Ici nos canaux seront lisses. Le paramètre qui nous permet donc de faire varier les échanges est donc la vitesse d'écoulement de l'air au moyen du débit massique. Les débits testés ont également été définis en fonction de ce qui sera réalisable expérimentalement. A savoir, entre 65g/s et 190g/s, limites de mesures possibles sur site.

Les résultats des différentes simulations effectuées sont présentés dans le Tableau 7. Le coefficient d'échange thermique augmente le long de l'absorbeur, les propriétés de l'air changeant avec son augmentation de température. Cette variation est cependant relativement faible, de l'ordre de 10W/m<sup>2</sup>/K entre l'entrée et la sortie de l'absorbeur. La valeur moyenne de ce coefficient est renseignée dans le Tableau 7.

Débit massique	$h_{moyen}$ (W/m <sup>2</sup> /K)	Distribution du flux	Tmin (K)	Tmax (K)	$\sigma$ max (Mpa)	Probabilité de rupture (%)	Elongation (mm)	Flèche (mm)
65g/s	142,1	Décroissant	958,2	1482	125,3	0,38	7,8	3,5
		Plateau	964,1	1517,4	128,9	-	7,8	3,4
86g/s	176,8	Décroissant	916,5	1437,5	136,6	0,41	7,9	4
		Plateau	922,1	1473,9	140	-	8	4
136g/s	252,0	Décroissant	574,1	1074,7	162	0,58	8,1	4,8
		Plateau	578,9	1111,7	167,4	-	8,4	5
186g/s	320,8	Décroissant	528,8	1003,3	174,2	0,67	8,3	5,3
		Plateau	533	1039,7	181,2	-	8,5	5,5

Tableau 7. Résumé des résultats thermiques et mécaniques relatifs aux différentes configurations de débit

On constate alors que le choix du débit massique est un compromis entre la sécurité thermique et mécanique de l'absorbeur. Un débit faible réduit des contraintes subies par l'absorbeur mais les températures du module s'en trouvent plus importantes au point qu'elles peuvent s'approcher des températures d'oxydation du carbure de silicium. Un débit fort refroidit l'absorbeur mais augmente les contraintes et les risques mécaniques subis.

Le comportement mécanique s'explique comme suit. En premier lieu, il convient de rappeler que la coque irradiée est la partie la plus chaude du module absorbeur. C'est donc de là que les flux thermiques émanent pour se répartir entre un échange thermique avec la coque isolée par conduction, un échange thermique avec l'air circulant dans le module et les pertes thermiques. En augmentant les échanges convectifs internes, les flux de chaleur allant de la coque isolée vers le fluide de travail prennent plus d'importance aux dépens des échanges entre coques et donc aux dépens de l'homogénéisation des températures entre les deux coques. De plus et de manière plus directe, lorsque le flux thermique croît, le gradient thermique dans une paroi augmente. Ces deux phénomènes sont à l'origine de l'accentuation de l'insécurité mécanique de l'absorbeur lors de l'intensification des échanges convectifs.

La variation du débit influe également sur les performances thermiques de l'absorbeur. Réduire le débit permet un temps de séjour de l'air dans l'absorbeur plus long et l'air atteindra une température plus importante pour un débit plus faible. Le contraire est observé si l'on augmente le débit. Cependant nous n'avons que peu prêté attention à ces performances qui peuvent dépendre de bien plus de paramètres que le débit pour atteindre la température souhaitée. On peut par exemple travailler sur la longueur de l'absorbeur ou encore sur le récepteur complet et les connexions entre les modules absorbeurs.

Nous avons donc décidé de conserver le débit nominal à 86g/s, la probabilité de rupture étant tout à fait acceptable (0,4%) et les températures obtenues sont plus à même d'être représentatives de l'objectif attendu (air à 1000°C).

### 3.5 Température d'entrée d'air

Enfin, le dernier paramètre que nous avons étudié concerne la température d'admission de l'air à l'entrée du module. En effet, pendant nos expérimentations préliminaires (c'est à dire sous flux inférieurs au flux nominal retenu) nous nous sommes interrogés sur la nécessité de mettre en route notre préchauffeur électrique dont le rôle est de simuler un air retour turbine. L'air du préchauffeur est

ensuite envoyé dans une cavité active puis enfin dans le module (voir section 4.1.3 du chapitre 4). Une non-nécessité aurait permis des manipulations plus légères.

Ici encore, nous travaillons avec un absorbeur à quatre canaux lisses. Nous avons fait varier la température d'entrée d'air entre 50°C et 350°C ce qui correspond approximativement aux températures qui seront atteintes à la sortie de la cavité active après préchauffage ou non de l'air. Pour ces simulations et pour représenter les expérimentations préliminaires attendues, le flux a été diminué. Nous avons opté pour le flux solaire décroissant qui offrait pour toutes les simulations effectuées une probabilité de rupture inférieure à celle obtenue pour un flux plateau. Son intensité a cependant été réduite d'un tiers (8 héliostats utilisés au lieu de 12). Le débit massique est conservé à 86g/s pour 7bar. Les résultats obtenus sont présentés dans le Tableau 8.

$T_{\text{entrée air}}$ (°C)	$T_{\text{SiC min}}$ (°C)	$T_{\text{SiC max}}$ (°C)	$\sigma_{\text{max}}$ (MPa)	Probabilité de rupture (%)	Élongation (mm)	Flèche (mm)
50	449,4	933,1	127,3	0,39	6,8	3,4
150	488,5	960	122,6	0,37	7,1	3,3
250	532,9	988,7	116,9	0,36	7,4	3,1
350	580,2	1018,2	109,7	0,36	7,6	2,9

**Tableau 8. Résumé des résultats thermiques et mécaniques relatifs aux différentes configurations de température d'admission d'air**

Avec une température d'entrée d'air plus chaude, le module présente logiquement des températures plus élevées mais des contraintes subies plus faibles. Les contraintes sont plus fortes avec une température d'entrée d'air plus faible. Ces constatations ne sont pas sans rappeler celles effectuées lors de l'étude sur l'importance des coefficients de transfert convectif. Cela est somme toute logique puisqu'ici aussi on étudie une variation de flux thermique entre le module et l'air. Cependant, cette variation n'est ici pas conduite par l'influence du coefficient de transfert qui varie finalement assez peu avec la température du fluide (variation maximale inférieure à 7W/m<sup>2</sup>/K). Cela est principalement dû à la variation de la différence de température entre le solide et le fluide. L'explication à ce phénomène reste donc la même bien que son origine soit différente.

Comme on peut le constater dans le Tableau 8, la température d'entrée d'air n'a qu'une faible influence sur la probabilité de rupture. La probabilité de rupture est de manière générale assez faible dans cette configuration de flux solaire incident réduit et avec un absorbeur à canaux lisses. En d'autres cas, l'influence de ce paramètre aurait été plus importante.

Pour nos manipulations préliminaires, nous pouvons donc faire fi du préchauffage de l'air. Pour des expérimentations où le flux solaire est plus important (8 héliostats ou plus) il sera donc préférable de préchauffer l'air avant injection dans le module.

### 3.6 Conclusion

Nous avons commencé ce chapitre par rappeler des travaux antérieurs menés au sein du laboratoire PROMES et qui ont mis en exergue les problèmes mécaniques susceptibles d'être subis par un module absorbeur solaire en céramique.

Afin d'étudier l'impact de différents paramètres sur la probabilité de rupture de notre absorbeur solaire, nous avons réalisé différentes simulations thermomécaniques. Les résultats ont été présentés pour les études menées sur la distribution du flux solaire incident, la géométrie du module absorbeur, l'intensité des échanges convectifs ainsi que la température d'admission d'air à l'intérieur du module.

Ces études nous ont permis de fixer la valeur de ces paramètres afin de minimiser la probabilité de rupture et fiabiliser la survie du module lors de son fonctionnement. Cet ensemble de données a également permis de définir les points de fonctionnement lors des essais expérimentaux menés au foyer Mini-Pégase de la centrale Thémis. On retiendra notamment le choix de privilégier un flux solaire incident sur le module décroissant, c'est-à-dire dont l'intensité est plus importante du côté entrée d'air. Concernant la géométrie du module nous avons retenu une géométrie quadri-canal qui réduit efficacement la probabilité de rupture comparativement à la première géométrie envisagée (bi-canal) et ce principalement, en augmentant les échanges thermiques entre les deux coques du module absorbeur. Il a également été montré qu'il est préférable d'éviter de placer un canal au centre de l'absorbeur. Concernant l'intensité des échanges convectifs et la température d'admission de l'air à l'intérieur du module, il s'agit en fait d'un compromis à faire entre la sécurité thermique du module (température d'oxydation) et sa sécurité thermique (probabilité de rupture). Sur l'étendue des valeurs des paramètres étudiés (étendue qui représente des approximations de ce qui devrait être rencontré au foyer Mini-Pégase sur le site de Thémis), aucun risque majeur n'a été révélé par les simulations. Aussi avons-nous décidé de conserver le débit massique initialement envisagé (86g/s) et la température de préchauffe de l'air (300-350°C).

A la suite de ces simulations, confiant dans la survie de modules en carbure de silicium, deux modules absorbeurs ont été fabriqués. Pour des raisons économiques, les canaux de ces modules ne présentent toutefois pas de texturation visant à accroître les échanges thermiques solide-fluide. La pertinence et l'intérêt de ces texturations ont de toute manière déjà été démontrés. Ainsi l'expérimentation de ces modules non-texturés vise à observer et analyser le comportement thermomécanique de l'absorbeur.

### 3.7 Bibliographie

Capaillère, J., Toutant, A., Olalde, G. & Boubault, A., 2014. Thermomechanical behavior of a plate ceramic solar receiver irradiated by concentrated sunlight. *Solar Rnergy*, Issue 110, pp. 174-187.

Capeillère, J. et al., 2013. *Rapport de projet SICCSOL : Analyse du comportement thermique et thermomécanique d'un module en SiC au foyer de la centrale THEMIS*, s.l.: s.n.

Colleoni, A., 2013. *Intensification des transferts de chaleur en régime turbulent pour le développement d'un récepteur solaire surfacique à haute température en céramique*, Thèse. s.l.:UPVD, Perpignan, France.

Colleoni, A., Toutant, A. & Olalde, G., 2014. Simulation of an innovative internal design of plate solar receiver: Comparison between RANS and LES results. *Solar Energy*, Issue 105, pp. 732-741.

Colleoni, A., Toutant, A., Olalde, G. & Foucaut, J.-M., 2013. Optimization of winglet vortex generators combined with riblets for wall/fluid heat exchange enhancement. *Applied Thermal Engineering*, Issue 50, pp. 1092-1100.

Daguenet-Frick, X., Toutant, A., Fall, R. & Bataille, F., 2009. Numerical analysis of high temperature pressurized-air solar receiver. *Proc. SolarPACES*.

Tyagi, S., Wang, S., Singhal, M. & Kaus, S., 2007. Exergy analysis and parametric study of concentrating type solar collectors. *International Journal of Thermal Sciences*, Volume 46, pp. 1304-1310.

## **4 Présentation du dispositif et du protocole expérimental**

L'étude expérimentale a été une partie importante du travail effectué. Cette étude visait à étudier et analyser un module absorbeur en carbure de silicium dans des conditions de fonctionnement représentatives de conditions industrielles, afin de valider et/ou corriger la méthode de calcul mise au point et de démontrer la viabilité technique d'une telle technologie.

Les essais expérimentaux ont pu être menés au foyer Mini-Pégase sur le site de la centrale solaire Thémis à Targassonne. Nous présentons ici ce site, ses équipements et de manière générale l'environnement dans lequel le module a été testé. Sont également décrites les prises de mesure et les systèmes d'acquisition. Nous exposons aussi les travaux relatifs à la maîtrise et à la qualification du flux solaire réel imposé à notre absorbeur. Enfin, nous présenterons le protocole expérimental et les manipulations prévues pour le module absorbeur.

### **4.1 Installation solaire : la centrale Thémis**

Construite au début des années 1980, la centrale Thémis servait de démonstrateur et de référence dans le domaine de la conversion énergie solaire – électricité (2MWelec). A présent, elle est utilisée à des fins expérimentales et permet d'obtenir des conditions représentatives des centrales solaires à tour industrielles. Le site est situé à 42,501603°N en latitude et 1,974446°E en longitude pour une altitude de 1650 à 1690m.

#### **4.1.1 Configuration générale**

La centrale possède actuellement un champ opérationnel composé de 107 héliostats pour une puissance thermique totale de 4,5MWth (Figure 56). Dans nos expérimentations, nous ne nécessitons pas une telle puissance et nous n'avons utilisé qu'une vingtaine d'héliostats différents et moins de quinze simultanément en privilégiant ceux situés au centre du champ (Figure 57). Les héliostats, d'une surface de 53,7m<sup>2</sup> chacun (Figure 58), ont été conçus pour réaliser une première concentration du flux solaire reçu. En fonction des héliostats utilisés et de la position solaire, cette concentration peut fortement varier. Pour des mesures effectuées à midi solaire on constate des facteurs de concentration allant de 20 à 60.





Figure 56 – Vue aérienne de la tour de la centrale Thémis et du champ d'héliostats actuellement en activité

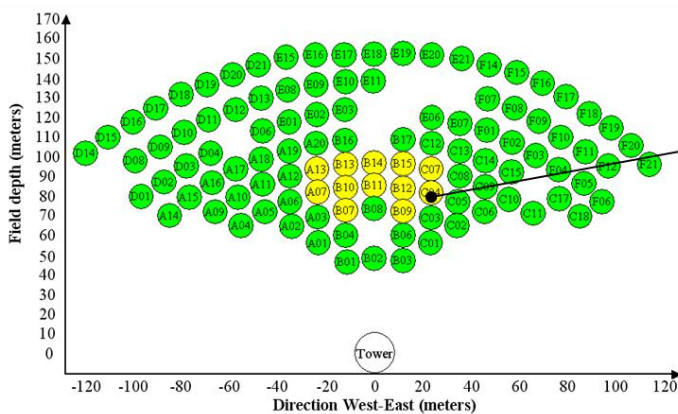
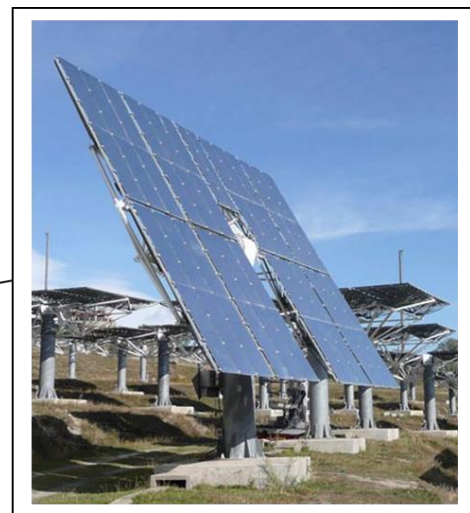


Figure 57 – Représentation du champ d'héliostats actuellement en activité avec en jaune les héliostats privilégiés pour les expérimentations



54 m<sup>2</sup> heliostat

Figure 58 – Héliostat de la centrale Thémis en mission de pointage

La tour de la centrale possède une hauteur totale de 101,5 m. Notre foyer expérimental, dit « foyer mini-pégase » est situé à 80,8 m soit un peu plus de 4 mètres en dessous du foyer historique. De taille réduite, il permet d'expérimenter des prototypes dont l'échelle reste modeste dans une configuration de centrale solaire réelle. Ce foyer accueille une cavité active en acier inoxydable faite de canaux enroulés de manière hélicoïdale (Figure 59). La cavité est qualifiée d'active car, constituée par une conduite semi-cylindrique, elle permet de préchauffer l'air qui s'écoule en son sein. La cavité est inclinée de 35,9° par rapport à la verticale, et possède une ouverture de 1,2m x 1,2m pour une profondeur de 1m (Figure 60).

Notre absorbeur sera situé au fond de cette cavité et sera ainsi confronté à des conditions opératoires approchant la réalité. En effet, s'il y a une volonté de travailler à haute température, il n'est pas possible de dissocier l'absorbeur de la cavité. Les intérêts sont multiples. Puisque active, la cavité permet de préchauffer le fluide de travail, l'air dans notre cas, qui est ensuite envoyé à l'intérieur de l'absorbeur. La cavité permet également et surtout de réduire les pertes thermiques par rayonnement et convection de l'absorbeur et ainsi d'augmenter son efficacité. En fonction des propriétés thermo-

radiatives de la cavité, il est possible de modifier la distribution de flux au fond de la cavité et/ou modifier la puissance incidente sur l'absorbeur.



Figure 59 – Cavité active présente au sein du foyer mini-Pégase avant son isolation – Vue de côté mettant en évidence les enroulements des canaux

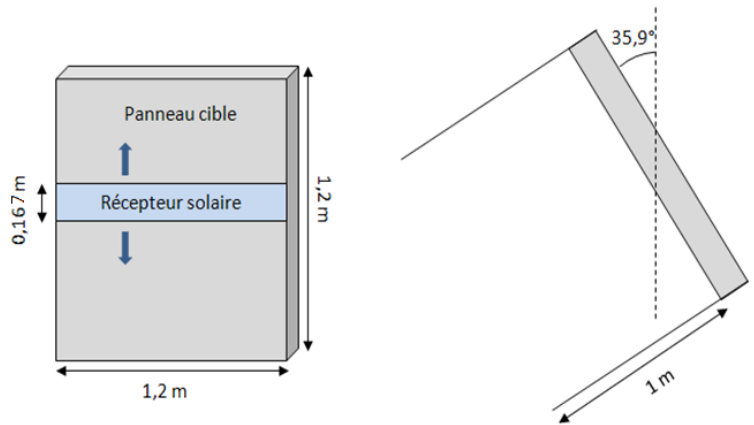


Figure 60 – Schématisation de la cavité active et du positionnement du module absorbeur

## 4.1.2 Mesures et moyens d'évaluation de l'éclairement solaire

Comme il a été expliqué, le flux solaire est imposé au foyer expérimental via le contrôle du champ d'héliostats situé en pied de tour. Il est cependant très compliqué d'évaluer le flux réellement imposé et même de procéder à des mesures au foyer, ce qui est d'autant plus vrai lorsque l'absorbeur solaire est en place.

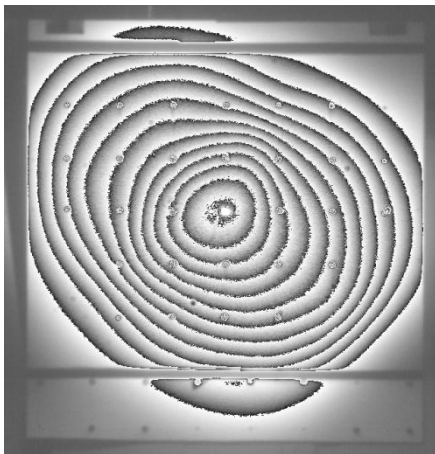
Nous avons néanmoins mis au point plusieurs méthodes nous permettant d'approcher le flux imposé. Nous décrivons ici les différentes mesures, moyens et localisations, qui nous permettent d'y parvenir.

### 4.1.2.1 Distribution individuelle des héliostats

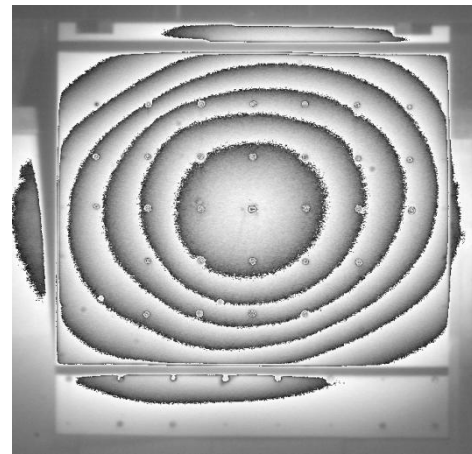
Chaque héliostat possède, du fait de sa position dans le champ et de ses défauts, une concentration et une distribution solaire qui lui est propre. De plus, ces concentrations et distributions sont sujettes à évolution en fonction de la position solaire, que l'on pourra traduire par l'heure et le jour, ainsi que d'éventuelles salissures présentes sur les miroirs. Il convient donc, et ce pour chaque expérimentation menée, de qualifier et de vérifier la contribution individuelle des différents héliostats utilisés ainsi que leurs réglages avant de les envoyer en mission de pointage au foyer expérimental où une erreur pourrait être dramatique pour la sécurité des personnes et de l'installation.

A cette fin, nous utilisons un écran en aluminium de 1,4m de long pour 1m de haut et recouvert d'une peinture blanche présentant un comportement quasi-Lambertien. Cet écran est situé 3,3m en dessous du foyer expérimental. Une caméra modèle SIS1-s285 avec un foyer image à 120,8m et un objectif de 300mm vise cet écran en permanence. Elle nous permet d'observer l'image en réflexion des taches solaires de chaque héliostat (Figure 61) et d'en déterminer la distribution du flux correspondant. Chaque pixel de l'image numérique qui nous est renvoyée correspond à une distance réelle de 2,597mm et est associé à une valeur de gris en fonction de l'éclairement.

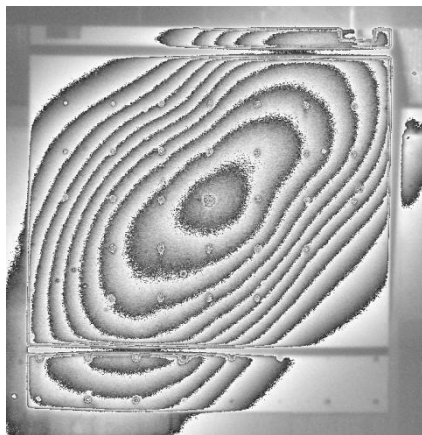
Ceci permet d'apprécier rapidement la qualité et la distribution d'un héliostat, à savoir si le flux qui en résulte sera fortement ou peu concentré, si le débordement sera important, ou si l'héliostat n'est simplement pas exploitable pour nos expérimentations (Figure 61). De surcroît, cette première visualisation nous permet de régler le centrage des héliostats. En effet, les réglages des héliostats sont susceptibles de changer au cours du temps à cause des imperfections des héliostats et de la dérive solaire. La visualisation des différentes taches solaires nous informent donc sur la justesse du centrage et l'importance des corrections à apporter si nécessaire. L'écran est percé tous les 20 centimètres pour qu'il soit aisé et rapide de quantifier les corrections après un simple contrôle visuel. Les corrections se traduisent par une modification des ordres donnés aux moteurs héliostats qui sont transcrits en nombre de pas codeur. Un seul héliostat est pointé sur le panneau à la fois afin d'éviter tout problème de surchauffe, le panneau ne disposant pas de système de refroidissement actif.



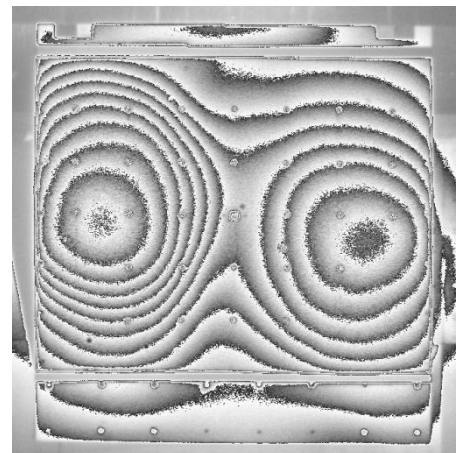
**Héliostat A07 le 27-01-2016 à 11h40 : facteur de concentration de 65,1**



**Héliostat E02 le 27-01-2016 à 11h56 : facteur de concentration de 37,2**



**Héliostat B15 le 10-03-2016 à 11h16 : facteur de concentration de 26,4**



**Héliostat A06 le 19-04-2016 à 15h09 : héliostat non exploitable pour nos travaux**

**Figure 61 – Représentation avec des cartographies d'iso-éclairage des taches solaires de différents héliostats obtenues par imagerie en réflexion**

De surcroît, un fluxmètre (marque CAPTEC) est situé au centre de l'écran et nous donne la valeur du flux incident. Ce flux peut ensuite être rapporté au DNI (acquis par une station météo située sur le toit de la tour) pour donner la concentration maximale de l'héliostat.

Les images ainsi obtenues (Figure 62) peuvent ensuite être traitées pour en retirer un profil de flux quantifiable sur une partie ou la totalité de l'écran (Figure 63). La valeur de gris au centre de l'image est alors associée à la concentration maximale mesurée pour pouvoir calibrer l'ensemble du profil.

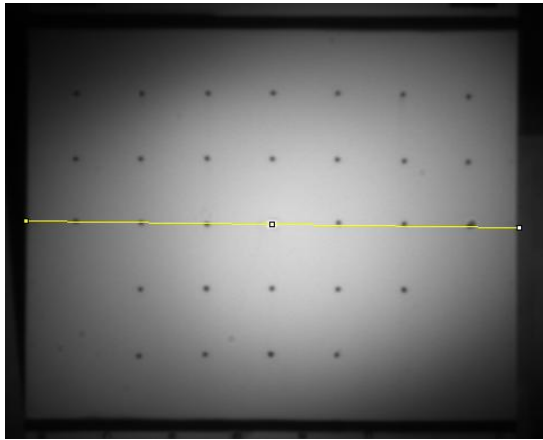


Figure 62 – Héliostat E02 le 27-01-2016 à 11h56 : facteur de concentration de 37,2

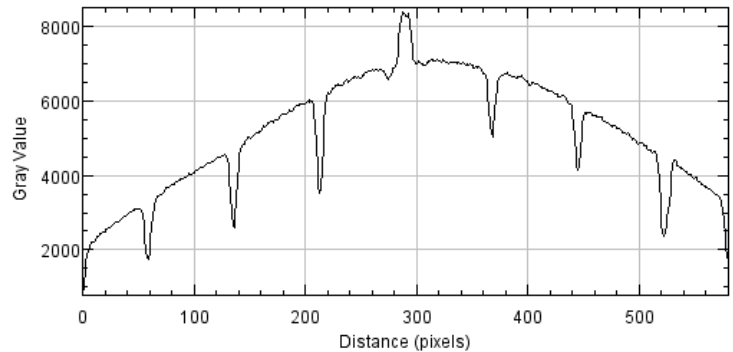


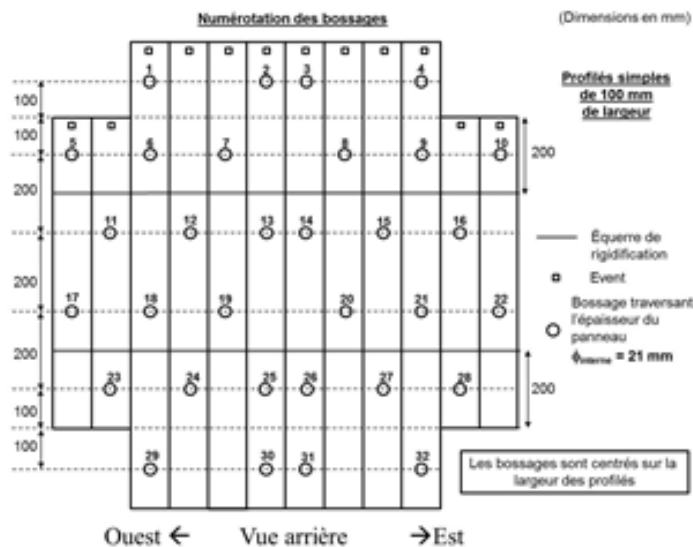
Figure 63 – Profil du flux au centre de l'écran pour l'héliostat E02 (Profil défini le long du segment jaune)

Ce sont ces images individuelles des héliostats que nous utilisons, après leur traitement, pour obtenir une reconstitution du flux en fond de cavité. Nous appliquons pour cela la méthode de superposition développée dans la section 2.2.1.2.

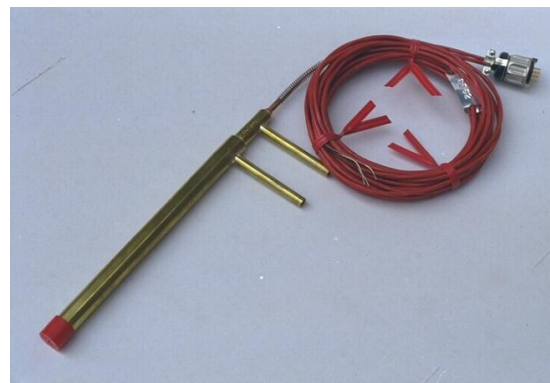
#### 4.1.2.2 Mesures dans le plan du module absorbeur

Une fois le module mis en place au fond de la cavité, il ne nous est techniquement plus possible d'effectuer des mesures dans ce plan. Nous avons toutefois mené quelques mesures avant l'installation du module absorbeur pour voir si les configurations des héliostats que nous souhaitons utiliser produisaient un flux conforme à nos attentes.

Pour ce faire, un panneau en aluminium refroidi à l'eau a été installé pour occulter le fond de la cavité (Figure 64). Cette réfrigération est mise en place afin d'évacuer la puissance solaire incidente et maintenir l'installation à un niveau de température raisonnable. Nous pouvons ainsi procéder au pointage de plusieurs héliostats et aux mesures correspondantes sans risques. Le panneau est pourvu de 32 lumières qui permettent des prises de mesures ponctuelles à l'aide d'un fluxmètre refroidi (de type Gardon) de la marque Vatell, modèle TG9000-25 (Figure 65). Le capteur sensible est un disque de diamètre 4,76 mm. Il est muni d'une fenêtre en Saphir (0,3 – 5  $\mu\text{m}$ ) qui garantit une mesure de flux purement radiatif en éliminant les effets de la convection. La sensibilité est de 1 mV/W/cm<sup>2</sup>. Ces 32 prises de mesures font ensuite l'objet d'un post-traitement afin d'obtenir une cartographie de flux complète au fond de la cavité.



**Figure 64 – Panneau refroidi en fond de cavité et localisation des points de mesure ponctuels du flux**



**Figure 65 – Fluxmètre TG9000-25**

### 4.1.2.3 Mesures dans le plan d'entrée de la cavité

Il nous est possible d'acquérir la distribution et l'intensité de l'éclairement incident à l'entrée de la cavité via une méthode similaire à celle utilisée pour l'acquisition des contributions individuelles des héliostats. L'imagerie en réflexion se fait cette fois-ci sur un écran mobile vertical, également appelé "barre de flux", d'une largeur de 30cm (Figure 66). Il est recouvert en son centre d'une bande de peinture blanche à comportement quasi-Lambertien et deux bandes latérales noires de 5cm afin d'assurer un contraste suffisant lors du post-traitement des images. Lors d'une prise de mesure, la barre balaye l'entrée de la cavité à une vitesse d'environ 1m/s. Cela ne perturbe pas de manière sensible le régime de fonctionnement du récepteur mais laisse suffisamment de temps pour une acquisition avec un taux de recouvrement de 12 (chaque pixel est enregistré sur 12 images consécutives). L'acquisition s'effectue à l'aide d'une caméra CCD de marque AVT, modèle Prosilica GT1920, équipée d'un objectif 300mm et de filtres NB destinés à éviter la saturation. Chaque pixel correspond à 1,828 mm réels. Située au milieu du champ d'héliostats, elle cadre en permanence le récepteur solaire avec une fréquence de capture d'environ 40 images par seconde (Figure 67).

De plus, la barre est équipée d'un fluxmètre ultra-rapide de la marque Vatell, modèle HFM6. La surface sensible, un disque de 4mm de diamètre, est équipée d'une thermopile dont le temps de réponse est 17 $\mu$ s pour un temps d'établissement du signal de 50 $\mu$ s. Ce signal est enregistré par un système d'acquisition analogique ultra-rapide de la marque Graphtec, modèle GL900.

Les images acquises pendant un passage de barre de flux sont ensuite post-traitées pour reconstruire la totalité du plan d'ouverture de la cavité. Les valeurs fournies par le fluxmètre permettent l'étalonnage de la cartographie ainsi obtenue.



Figure 66 – Barre de flux devant la cavité

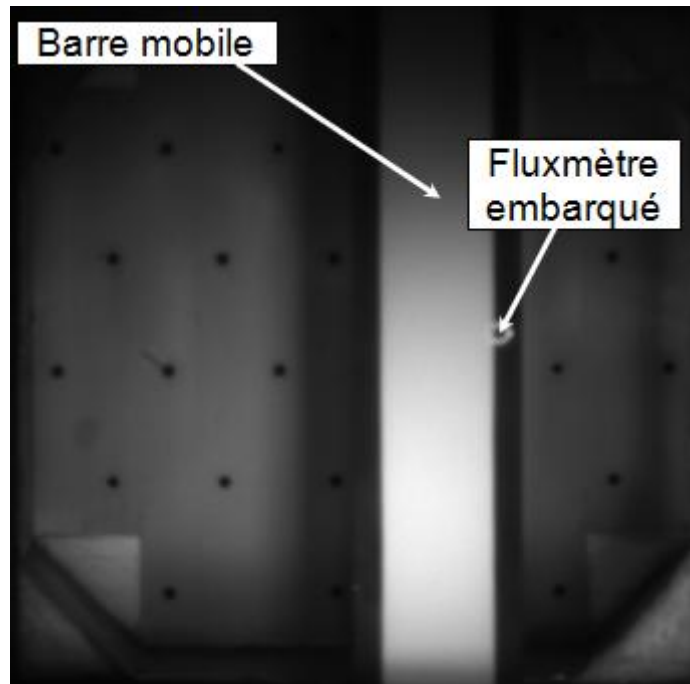
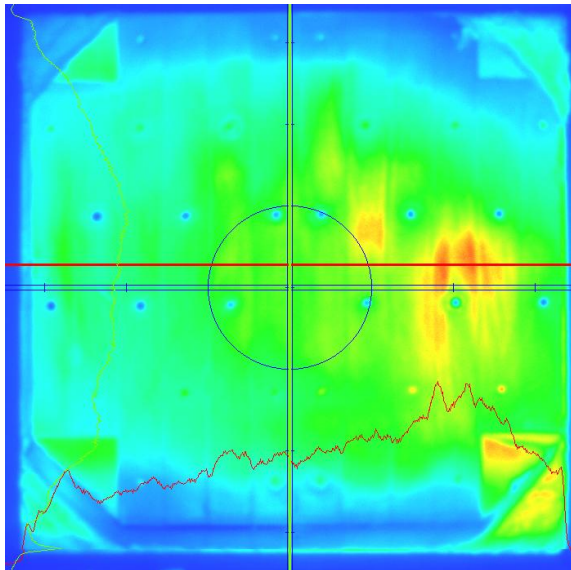


Figure 67 – Une image issue du passage de la barre de flux acquise par la caméra CDD

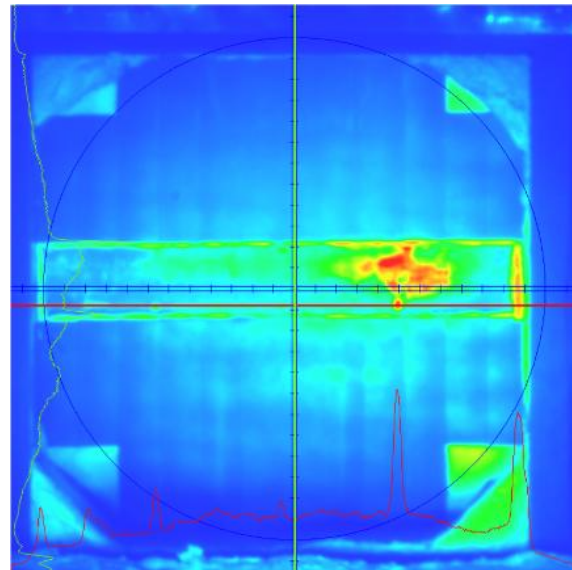
Ainsi, et même au cours d'une expérimentation, il nous est possible d'acquérir l'information à l'entrée de la cavité. Si cela nous renseigne quant à la puissance solaire totale entrant dans la cavité en fonction du nombre et de la nature des héliostats pointés, nous ne pouvons en déduire la distribution qui est réellement obtenue au fond de la cavité.

#### **4.1.2.4 Estimations de la distribution solaire dans le plan du module absorbeur pendant les expérimentations**

Si la méthode précédente ne nous apporte des données fiables qu'à l'entrée de la cavité, nous pouvons néanmoins avoir des estimations de la distribution solaire au fond de la cavité par visualisation des images de la caméra. Sous condition que tout ou partie du fond de cavité puisse être considéré comme possédant un comportement quasi-Lambertien, la distribution solaire peut être estimée en fonction de l'intensité lumineuse de l'image observée (Figure 68).



(a) Distribution obtenue avec en fond de cavité le panneau réfrigéré



(b) Distribution obtenue avec en fond de cavité le module absorbeur

Figure 68 – Exemples de visualisation de la distribution de l'éclairement solaire au fond de la cavité – Distributions obtenues avec respectivement en fond de cavité le panneau réfrigéré et le module absorbeur

### 4.1.3 La boucle d'air pressurisée

Afin d'alimenter les expérimentations en air, la centrale Thémis est équipée d'un dispositif/sous système dédié comprenant différents éléments. Tout d'abord, la production d'air pressurisé est assurée par deux compresseurs diesels situés en pied de tour (Compresseurs « CompAir C240TS-14 » - pression nominale de 14bar – débit nominal à 1atm et 0°C de 24m<sup>3</sup>/min – puissance moteur de 228kW). Cet air est ensuite traité, filtré et séché avant d'être conduit vers les installations en haut de tour. Ceci protège l'installation et les prototypes d'éventuelles particules indésirables qui pourraient leur porter préjudice et des problèmes d'humidité. Ce circuit d'air primaire se termine à 79m de hauteur avec une vanne d'arrêt.

En aval de la vanne d'arrêt commence la partie de la boucle d'air qu'on pourra qualifier de circuit secondaire. Ce circuit est responsable de l'alimentation de l'absorbeur solaire et de la cavité, de la régulation et des mesures des paramètres de l'air. En suivant l'écoulement de l'air on y trouve :

- une vanne de régulation de débit (gamme 0 – 1000 g/s), modèle MaxFlo3 de marque Flowserve, pilotée par un régulateur proportionnel-intégral KS90-1 de marque PMA à partir de la mesure du débit,
- un débitmètre, installé en aval de la vanne de régulation de débit : modèle Annubar® Mass ProBar 3095MFA de la marque Rosemount,
- un réchauffeur électrique d'une puissance de chauffe de 440 kW (2 épingles de 220 kW) fourni par le constructeur Vulcanic, capable de chauffer 1 kg/s d'air sec de l'ambient jusqu'à 350°C. L'armoire de puissance et de régulation du réchauffeur électrique est située à proximité de ce dernier.
- un piquage de pression sur l'entrée de la cavité du récepteur solaire, raccordé à un transmetteur de pression différentielle de marque Rosemount (auquel est aussi raccordée la pression en aval de la cavité),
- la cavité,
- une vanne trois voies manuelle qui permet de prélever une partie du débit d'air en sortie de cavité pour alimenter le module absorbeur,

- un piquage de pression sur la sortie de la cavité du récepteur solaire, raccordé à un transmetteur de pression modèle 2088 de marque Rosemount,
- une vanne de régulation de pression (gamme 0 – 15 bar), modèle Valtek® Mark One de marque Flowserve, pilotée par un régulateur proportionnel-intégral KS90-1 de marque PMA à partir de la mesure de la pression d'air en sortie de cavité,
- un silencieux placé en aval de la vanne de régulation de pression, avant le rejet de l'air vers l'extérieur de la tour.

Ces éléments peuvent se retrouver sur le dessin d'ensemble du circuit aéraulique (Figure 80).

Des thermocouples sont également répartis à l'intérieur du circuit afin de nous renseigner sur l'évolution de la température de l'air, notamment en sortie préchauffeur et en entrée/sortie de cavité.

Il est ainsi possible de réguler efficacement en débit massique, en pression et en température d'admission l'air circulant dans la cavité. Comme expliqué plus haut, le débit d'air alimentant le module est prélevé en sortie de la cavité. Le reste est envoyé à l'atmosphère après passage dans le silencieux.

## 4.2 Le module absorbeur et son environnement direct

### 4.2.1 Installation du module au sein du volume focal

#### 4.2.1.1 Support du module absorbeur

Comme expliqué précédemment, l'absorbeur solaire est placé au fond de la cavité. Pour le maintenir dans le volume focal, un bâti (Figure 69) a été conçu et réalisé dans une volonté de ne pas sur-contraindre le module. A cette fin, différentes libertés mécaniques ont été mises en place pour permettre sa libre déformation (Figure 71). Une liberté longitudinale au niveau de la bride d'entrée permet une libre élévation du module lors de sa dilatation et des libertés axiales au niveau des deux brides permettent au module de se courber (Figure 70).



Figure 69 – Vue d'ensemble du bâti du module



Figure 70 – Représentation schématique des libertés et fixations du bâti du module



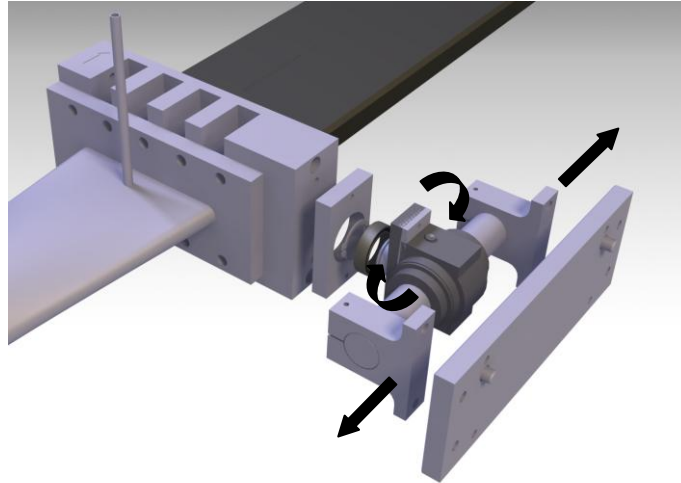


Figure 71 – Éclaté de la fixation de la bride d’entrée avec ses deux degrés de liberté

#### 4.2.1.2 Connectiques céramique-métal

Les connectiques céramique-métal servent à assurer la liaison entre le module et les canaux d’arrivée et de sortie d’air. Il s’agit de connectique à ressorts calibrés (Figure 72 et Figure 73). Le principal critère lors de la mise au point de ces connectiques a été de ne pas sur-contraindre le module et d’encaisser les différences de dilatation entre le carbure de silicium et le métal des composants de liaison (principalement de l’inconel). Ceci est permis par un système de ressorts-cavaliers.

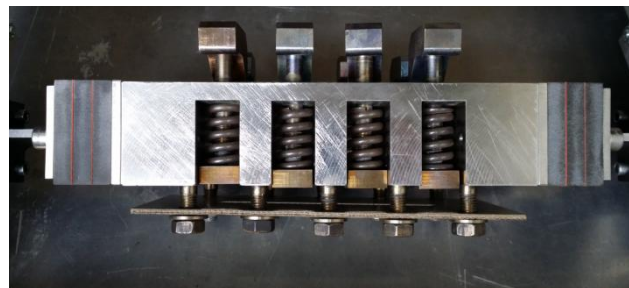


Figure 72 – Une des deux connectiques céramique-métal

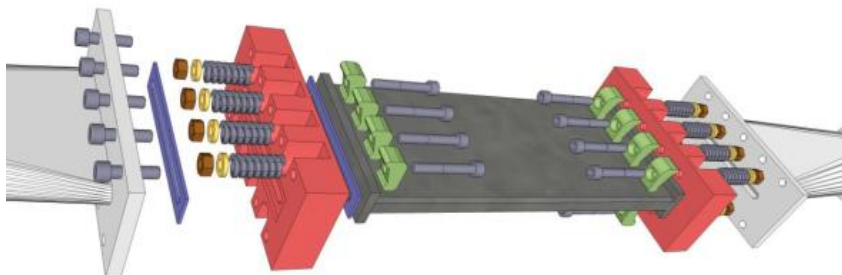


Figure 73 – Éclaté de la connectique céramique-métal

L’étanchéité avait initialement été envisagée via l’utilisation de joints inox recouverts de part et d’autre de 7mm de feuillet à base de mica maintenus entre eux par un liant. Ce système avait en effet déjà été éprouvé lors des tests du module à petite échelle au four solaire d’Odeillo. Quelques ajustements y avaient toutefois été apportés pour prendre en compte les changements de dimension du module, notamment au niveau des épaisseurs des coques. Cependant ce type de joint a rapidement montré ses limites en ne supportant pas les essais préliminaires, c’est à dire des essais sans soleil avec circulation

d'air préchauffé. Ces essais qui avaient pour but de vérifier l'étanchéité du circuit étaient réalisés à une pression de 5,2bar et une température de préchauffe de 200°C. La colle maintenant initialement la garniture du joint s'est désagrégée rapidement et la pression de serrage du joint n'a pas été suffisante pour le retenir. La pression de l'air à l'intérieur des canaux a été suffisante pour chasser le joint créant ainsi une fuite d'air. Des joints plus robustes et utilisant les mêmes matériaux ont alors été mis en place et une attention particulière a été portée sur les efforts de serrage. Si ces nouveaux joints ont pu servir un temps lors des premiers essais solaires, le même problème a été constaté après quelques heures d'utilisation à haute température (Figure 75).



Figure 74 – Joint situé en sortie de module ayant cédé lors de la montée en température



Figure 75 – Joint d'entrée et joint de sortie utilisés lors d'essais solaires après fuite d'air

Suite à cela et pour étanchéifier le circuit, nous avons utilisé comme joint des feuillets de cuivre de 0,5mm d'épaisseur. Ils ont été réalisés à l'emporte pièce pour avoir la même géométrie que la partie inox des joints précédemment utilisés puis recuits pour être suffisamment mous et ne pas endommager le module SiC. Dans une exploitation industrielle, un problème d'oxydation du matériau se poserait mais il est tout à fait acceptable pour nos expérimentations.

#### 4.2.1.3 Panneaux réfrigérés

Les panneaux réfrigérés ont pour but d'occulter le fond de cavité non couvert par le module et d'évacuer la puissance non interceptée par la surface active de l'absorbeur. Ils ne servent qu'à protéger l'installation mais n'ont pas de rôle propre dans l'expérimentation. Les panneaux sont au nombre de deux et sont disposés au-dessus et en-dessous du module en fond de cavité (Figure 76 et Figure 77). Ils font l'objet d'une réfrigération active par un mélange eau et glycol. Ils ont été peints en noir sur leur face avant afin d'une part, d'équilibrer le comportement radiatif du fond de la cavité et d'autre part, de limiter le contraste visuel avec l'absorbeur et ainsi augmenter la qualité des images de contrôle et des images acquises.

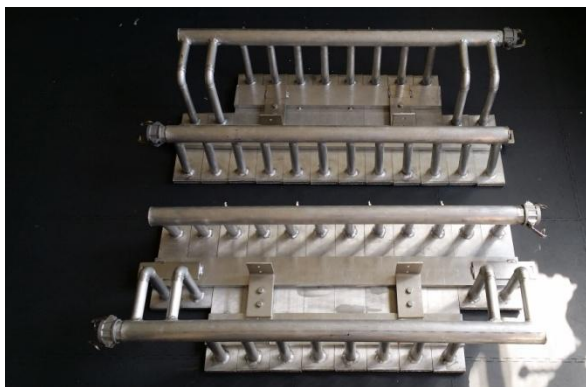


Figure 76 – Panneaux réfrigérés – Vue face arrière



Figure 77 – Panneaux réfrigérés avant peinture – Vue face avant

#### 4.2.1.4 Vue d'ensemble du volume expérimental

Après avoir testé et validé les différentes composantes du dispositif expérimental (connectique, support module, système de mesures, cavité active, isolation thermique, champ d'héliostats,...), nous avons procédé à l'assemblage des différentes parties. Cet assemblage a été effectué au sol puis monté en fond de cavité à l'aide de palans (Figure 78). Les différents éléments sont maintenus à leurs places par un système de suspension ancré au caillebotis du plafond. L'opération s'est terminée par l'isolation du module absorbeur aux faces arrière et latérales ainsi que l'ajout d'un coffrage en tôle autour du module pour protéger le personnel et les installations en cas d'explosion du module absorbeur (Figure 79).



Figure 78 – Préparation des palans pour la mise en place de l'ensemble module / support / panneaux réfrigérés en fond de cavité.

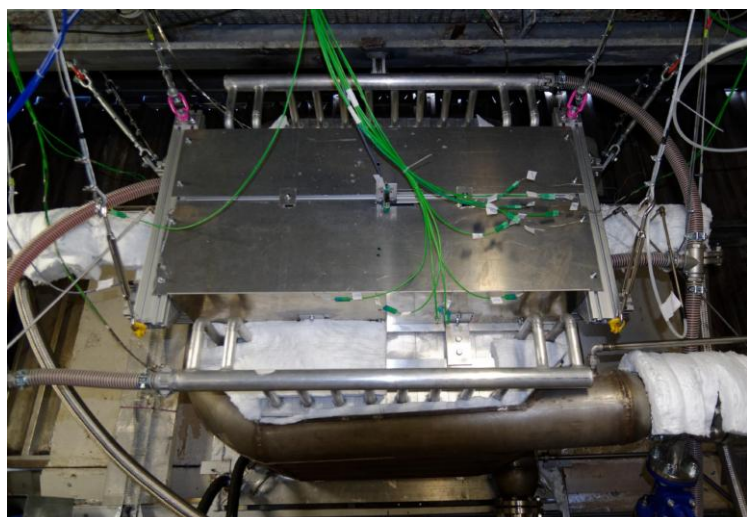


Figure 79 – Coffrage de protection installé autour du module absorbeur – Les thermocouples utilisés pour l'acquisition sont également visibles

Ainsi, une fois finalisée, la configuration de l'expérimentation au sommet de la tour se présente comme présentée ci-dessous (Figure 80 à Figure 84). L'air pressurisé arrive des compresseurs en bas

de tour vers le préchauffeur électrique (1). L'air est ensuite dirigé vers la cavité active (2) puis relâché à l'atmosphère (3). Une vanne de commande (4) permet de prélever une partie de cet air pour l'envoyer vers le module (5). L'air en sortie de module est refroidi dans un échangeur à plaque (6) pour pouvoir mesurer son débit avant d'être à son tour relâché à l'atmosphère (7). L'échangeur à plaque ainsi que les panneaux réfrigérés (8) sont refroidis par eau en provenance des nourrices d'alimentations (9).

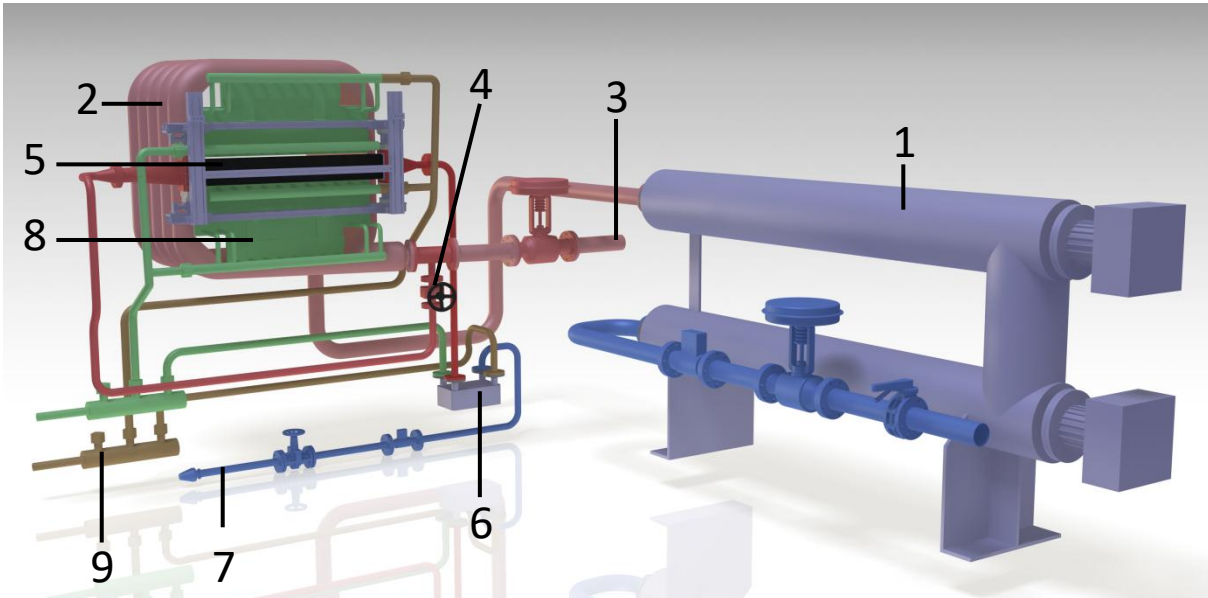


Figure 80 – Dessin d'ensemble du circuit aéraulique en haut de la tour de Thémis

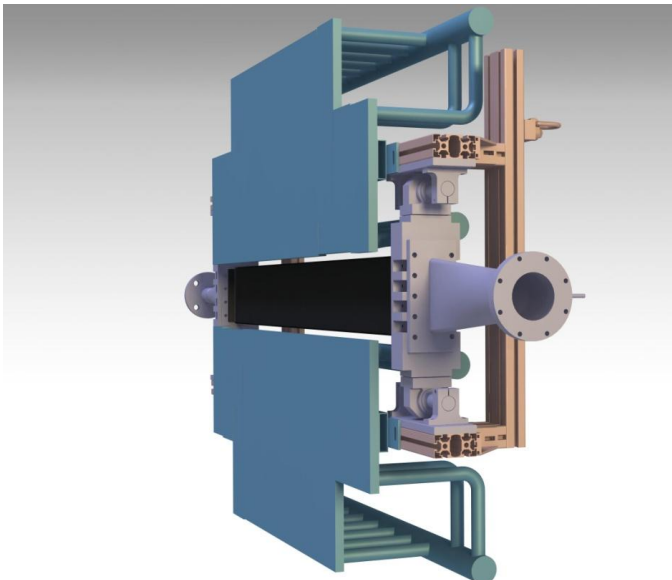


Figure 81 – Dessin d'ensemble du montage module – face irradiée



Figure 82 – Vue d'ensemble du montage – face irradiée

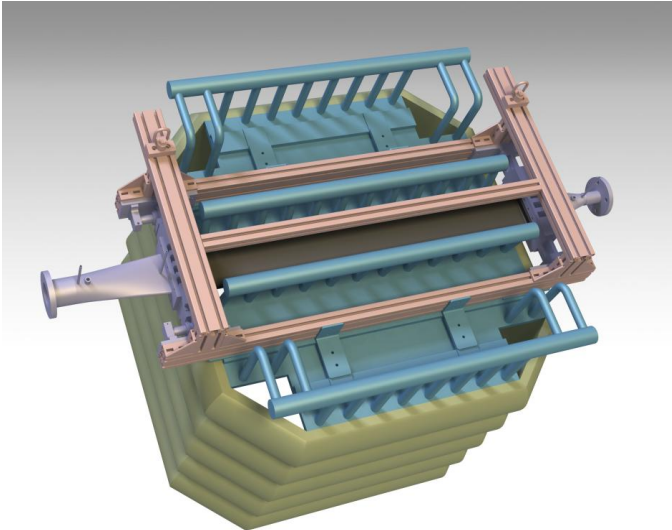


Figure 83 – Dessin d'ensemble du montage module – face arrière



Figure 84 – Vue d'ensemble du montage – face arrière

## 4.2.2 Instrumentation du module

L'ensemble des mesures effectuées sur le module et l'environnement est transmis à un logger Graphtec GL820 qui est ainsi chargé de l'acquisition des données. Les mesures sont effectuées toutes les deux secondes. Les informations mesurées sont :

- La température de l'air à l'intérieur des canaux
- La température du SiC en face arrière
- La pression à l'intérieur du module
- Le débit massique à l'intérieur du module
- Les déformations du module

### 4.2.2.1 Mesure des températures de l'écoulement d'air à l'intérieur des canaux

Les mesures de température se font par l'intermédiaire de thermocouples type K, gainés inconel de diamètre 1mm et à soudure isolée de la masse. Il y a sept prises de température pour suivre l'évolution de la température de l'air à l'intérieur du module. Soit deux pour l'entrée et la sortie de l'absorbeur et cinq autres réparties à l'intérieur du module tous les 20 centimètres (Figure 85). Ces cinq thermocouples sont répartis dans les deux canaux centraux afin d'éviter les effets de bord. Il convient d'être prudent quant à la fiabilité des températures obtenues. En effet, étant situés au cœur du module, nous n'y avons pas facilement accès et le manque de contrôle rend les mesures délicates. Les contacts avec les parois du module ont pu être évités mais les effets de rayonnement à l'intérieur des canaux perturbent les prises de mesures. Les thermocouples regardant un environnement plus chaud, les températures seront majorées mais il est compliqué de prédire de combien.

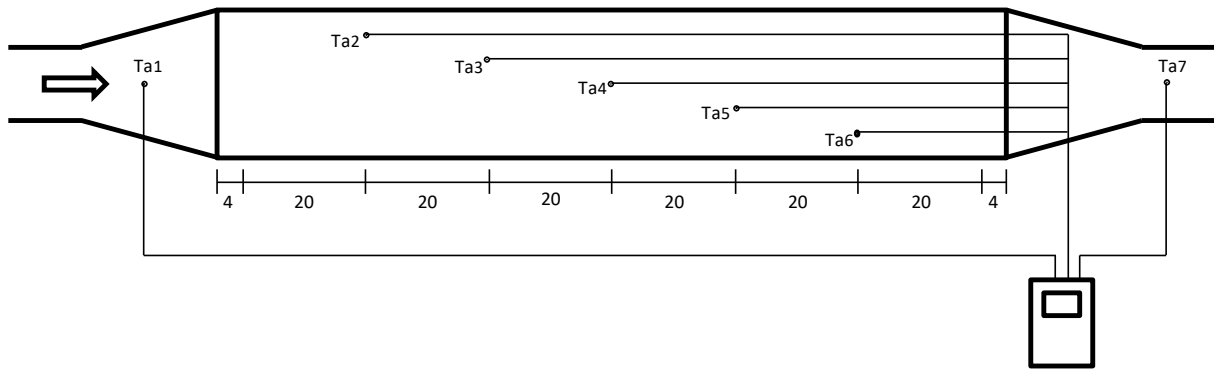


Figure 85 – Implantation des prises de température d'air

#### 4.2.2.2 Mesures des températures du module

Les mesures de température en face arrière du module se font, comme pour l'air, via des thermocouples type K, gainés inconel de diamètre 1mm et à soudure isolée de la masse. Afin d'estimer l'évolution thermique du module, cinq thermocouples sont placés en face arrière du module et espacés chacun de 20 centimètres (Figure 86 et Figure 87). Nous émettons toutefois des réserves sur les températures données par ces thermocouples. En effet, le carbure de silicium ne nous permet pas de les fixer comme il se devrait sur la face arrière, que ce soit chimiquement ou mécaniquement. Une liaison propre est impossible sans altérer les parois du module dans la masse ou en surface. Cette solution a été rejetée pour éviter tout problème de défaut de surface et de site d'initiation de fissure.

Le contact carbure de silicium-thermocouple se fera grâce à la pression de l'isolant et au fait que les thermocouples ont été pliés pour obtenir un effet ressort (Figure 88). Ces ressorts ont de plus été « vissés » dans l'isolant pour empêcher leurs mouvements et garantir la localisation de la mesure. Les résistances de contact sont toutefois inévitables et difficilement quantifiables.

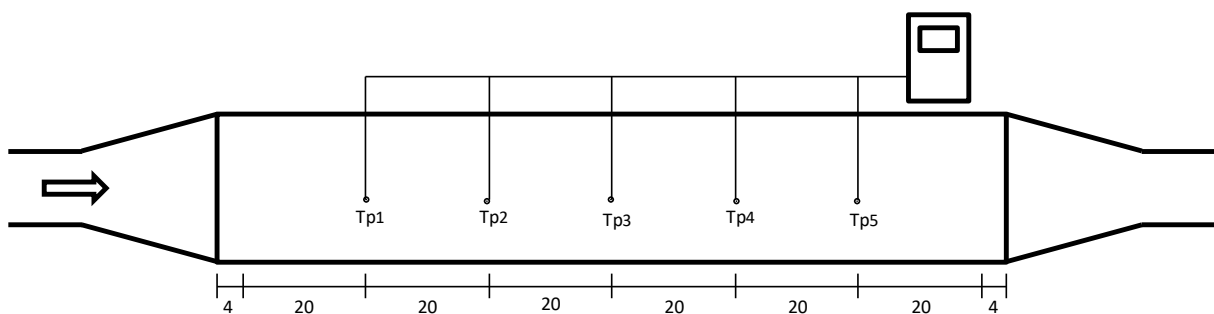


Figure 86 – Implantation des prises de température du carbure de silicium



Figure 87 – Mise en place des thermocouples en face arrière et de l'isolation du module



Figure 88 – Thermocouples vissés dans l'isolant et pliés pour maintenir le contact thermocouple-module

### 4.2.3 Mesures de pressions

Une prise de pression absolue est effectuée à l'entrée du module par un transmetteur de pression Keller PAA-23S avec une étendue de mesure de 0 à 20 bar. Ceci permet de connaître la pression de travail du module. Différents points de mesure, à savoir quatre prises de pression situées à l'entrée et à la sortie du convergent et du divergent (Figure 89), permettent des mesures de différentiel de pression entre ces points. Les pertes de charges générées individuellement par le module, le divergent et le convergent, peuvent donc être déterminées. Ces mesures sont assurées par un transmetteur de pression Rosemount 3051 d'étendue de mesure 0-500 mbar.

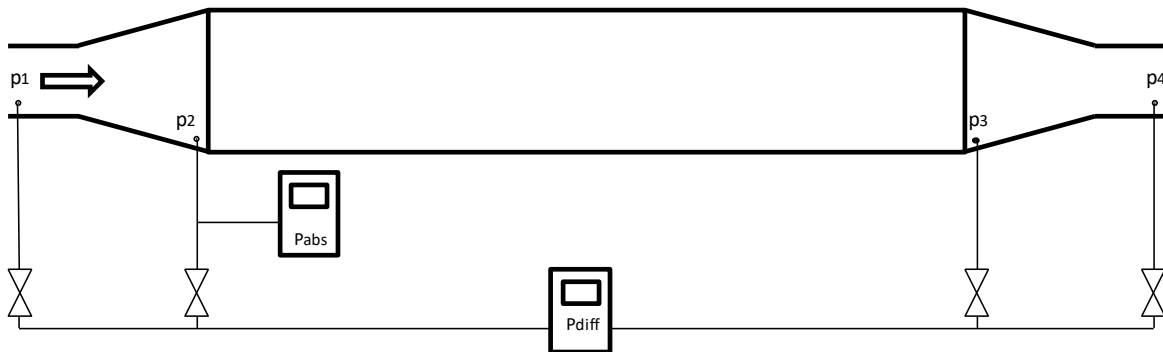


Figure 89 – Implantation des prises de pression de l'air

### 4.2.4 Mesures du débit

La mesure du débit massique d'air parcourant le module est effectuée en sortie après refroidissement. Un débitmètre Brooks MF64S permet l'acquisition du débit de 0 à  $170\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$ . Les réglages du couple débit/pression se font manuellement à l'aide de deux vannes situées en amont et en aval du circuit.

### 4.2.5 Mesures des déformations

Nous procédons à deux mesures de déformation du module, son élancement totale et son effet de courbure traduit par la flèche. Les déformations attendues et évaluées par simulation n'excèdent pas

8mm que ce soit en courbure ou élongation. Les mesures se font à l'aide de 2 transducteurs linéaires du fabricant Gefran. Ces transducteurs linéaires possèdent une course de 50mm pour une précision de mesure de +/-0,1%. Ainsi, pour mesurer l'élongation, le transducteur est placé sur la liberté longitudinale (Figure 90), tandis que le second est placé au milieu du module pour mesurer la flèche.



Figure 90 – Mise en place du capteur de déformation longitudinal

### 4.3 Configuration de tir expérimentale des héliostats

Il a clairement été montré au chapitre précédent (section 3.2.2) que la distribution du flux solaire incident sur le module joue un rôle capital pour la survie mécanique du module absorbeur par réduction de sa probabilité de rupture. Nous avons donc mené une campagne expérimentale de fluxmétrie afin de nous assurer de maîtriser le flux que nous imposons au récepteur solaire et de vérifier s'il était effectivement possible d'obtenir expérimentalement les flux souhaités et obtenus par simulations.

#### 4.3.1 Fluxmétrie expérimentale

La première étape pour mener à bien cette campagne a été de déterminer les coordonnées spatiales exactes des objets à viser (Tableau 9 - Figure 91). Nous avons pu mener ceci à bien en prenant le foyer historique de la centrale comme référence et en appliquant la parallaxe à divers héliostats répartis dans le champ (axe est-ouest et haut-bas).

Point de visée	X (m)	Y (m)	Z (m)
Chaudière principale (centre)	0	0	0
Entré cavité mini-pégase (centre)	2,55	0	-4,71
Fond cavité mini-pégase (centre)	3,42	0	-4,21
Écran cible (centre)	1,85	0	-7,54

Tableau 9 – Coordonnées des points de visée de référence



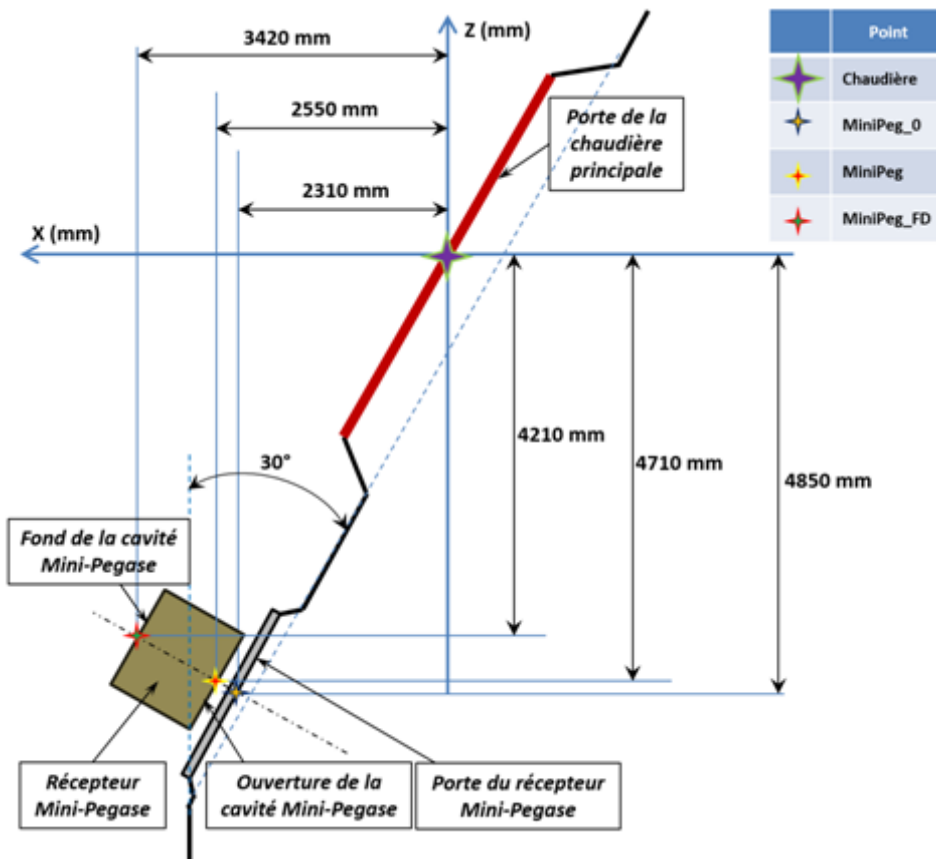


Figure 91 – Schéma du haut de la tour. Localisation des plans et points de visée de référence.

Cette étape réalisée, on s'aperçoit que le contrôle que nous avons sur les héliostats est plutôt précis quand on considère la distance entre la cible et un héliostat qui excède presque systématiquement les cent mètres. Une fois les corrections de l'héliostat dues à la position solaire appliquées, le point focal de l'héliostat est situé sur le point visé +/- 5cm. Cet écart est dû à la dérive solaire et va varier dynamiquement et constamment, plus ou moins rapidement en fonction de la position du soleil, sans excéder ces cinq centimètres. Cette erreur est tout à fait acceptable pour une expérimentation de cette envergure et ne peut de toute façon pas être améliorée pour cette installation.

L'étape suivante a été de reproduire les configurations de visée des simulations. Nous nous sommes rapidement aperçu que, peu importe la configuration testée, le résultat expérimental attendu était bien loin des prédictions numériques (Figure 92). Il s'agit vraisemblablement d'une non prise en compte par le code de calcul de paramètres géométriques réels du champ d'héliostats. Lors des simulations, les héliostats étaient considérés parfaits et identiques ce qui n'est clairement pas vérifié sur le terrain (miroirs des héliostats partiellement abimés, dérèglement des facettes des miroirs...).

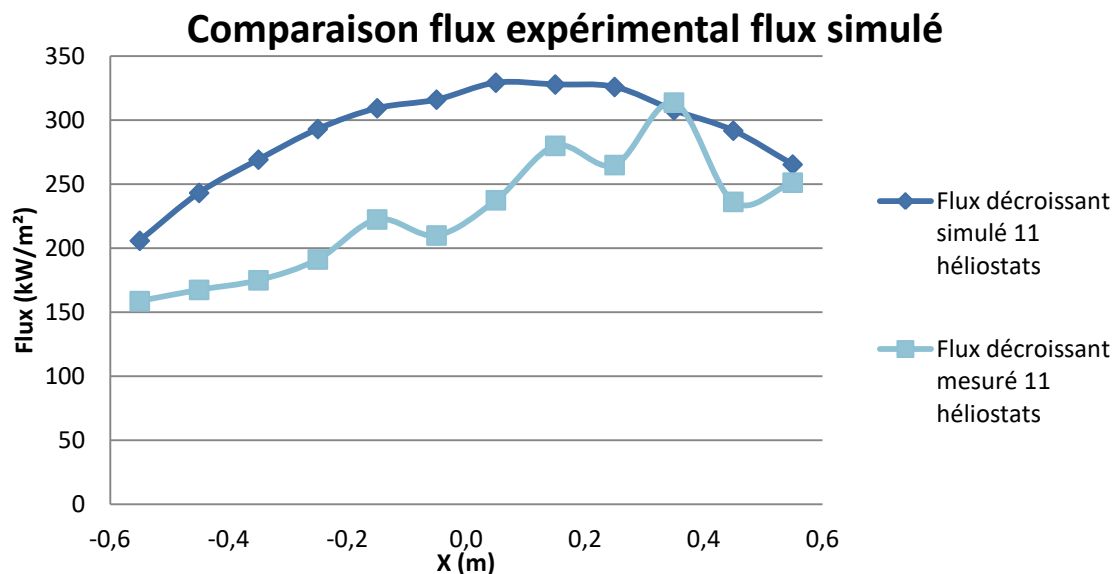
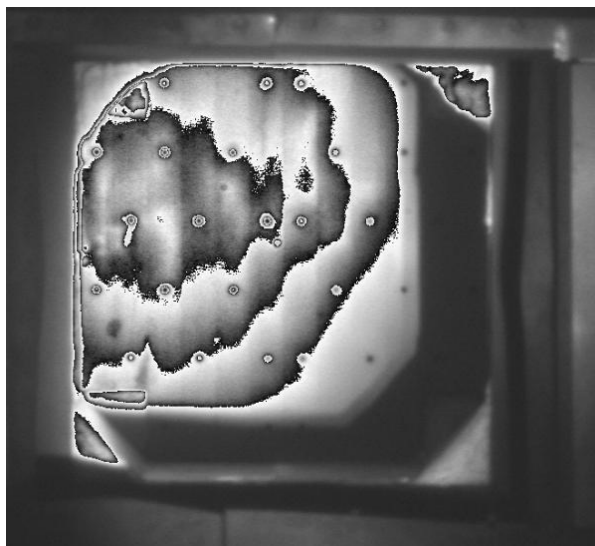


Figure 92 – Comparaison d'un flux solaire décroissant selon qu'il est obtenu expérimentalement ou par simulation pour la même configuration de visée sous un DNI de 1000W/m<sup>2</sup>

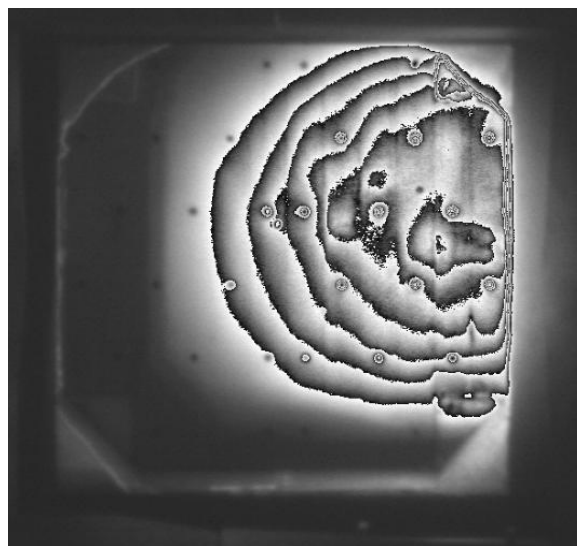
Nous avons donc, de manière quelque peu empirique et en utilisant notre connaissance du champ d'héliostats, recherché de nouvelles configurations de tir expérimentales dont les flux solaires résultants soient ceux initialement souhaités.

#### 4.3.1.1 Distribution plateau

Le flux plateau expérimental a pu être obtenu en utilisant des paires d'héliostats ayant des facteurs de concentration relativement proches. Il était également important que ces héliostats soient localisés, l'un côté est du champ et l'autre côté ouest, pour équilibrer les effets d'ombrage de la cavité (Figure 93).



Héliostat A07 visant le fond gauche de la cavité



Héliostat C04 visant le fond droit de la cavité

Figure 93 – Visualisation des phénomènes d'ombrage rencontrés pour le foyer mini-pégase de la centrale THEMIS

Les points de visée en fond de cavité ont ensuite, et de la même manière, été associés symétriquement selon l'axe est-ouest (Figure 94). Une distribution plateau relativement proche de celle désirée a ainsi été obtenue (Figure 95 et Figure 96), ici en utilisant 8 héliostats sous un DNI de 987W/m<sup>2</sup>. Il convient toutefois de prévoir des héliostats en supplément de ceux utilisés et ce, pour différentes raisons. Tout d'abord pour remplacer un héliostat soudainement défaillant. Ensuite pour remplacer les héliostats qui

viendraient à entrer dans la zone d'ombre générée par la tour au cours de l'expérience et donc prendre temporairement le relai. Enfin, pour rehausser le niveau d'irradiation général lorsque, au cours la journée, le DNI vient à diminuer.

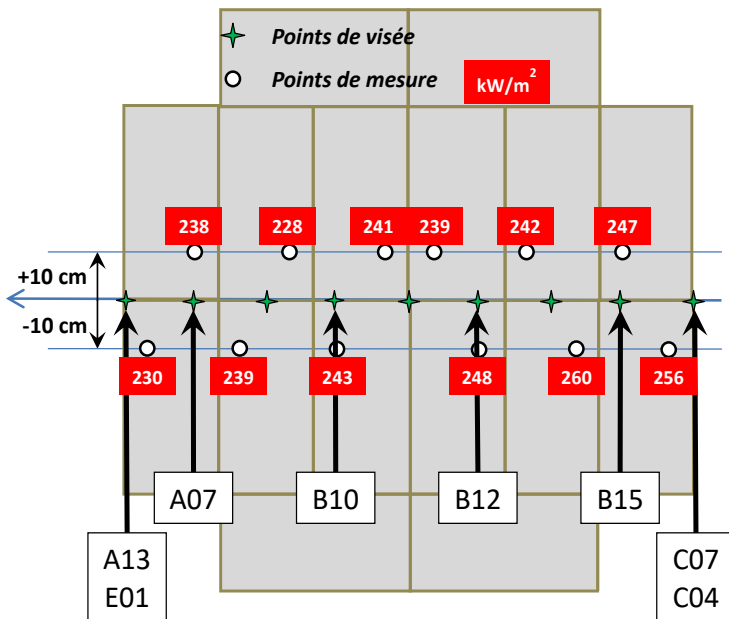


Figure 94 – Pointage des différents héliostats pour l'obtention d'une distribution plateau et mesures de l'irradiation solaire en fond de cavité

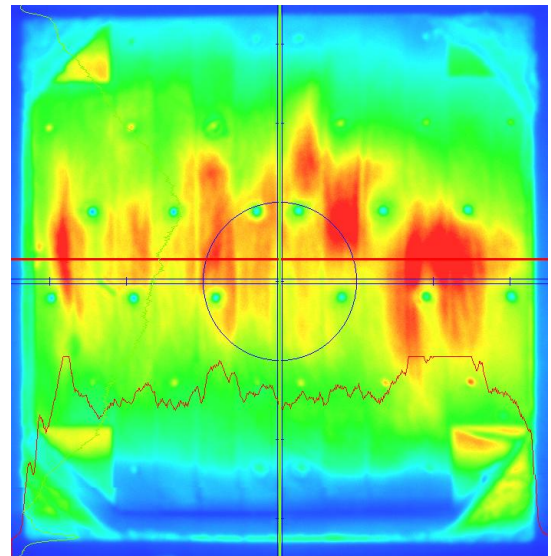


Figure 95 – Visualisation de la distribution de flux en fond de cavité

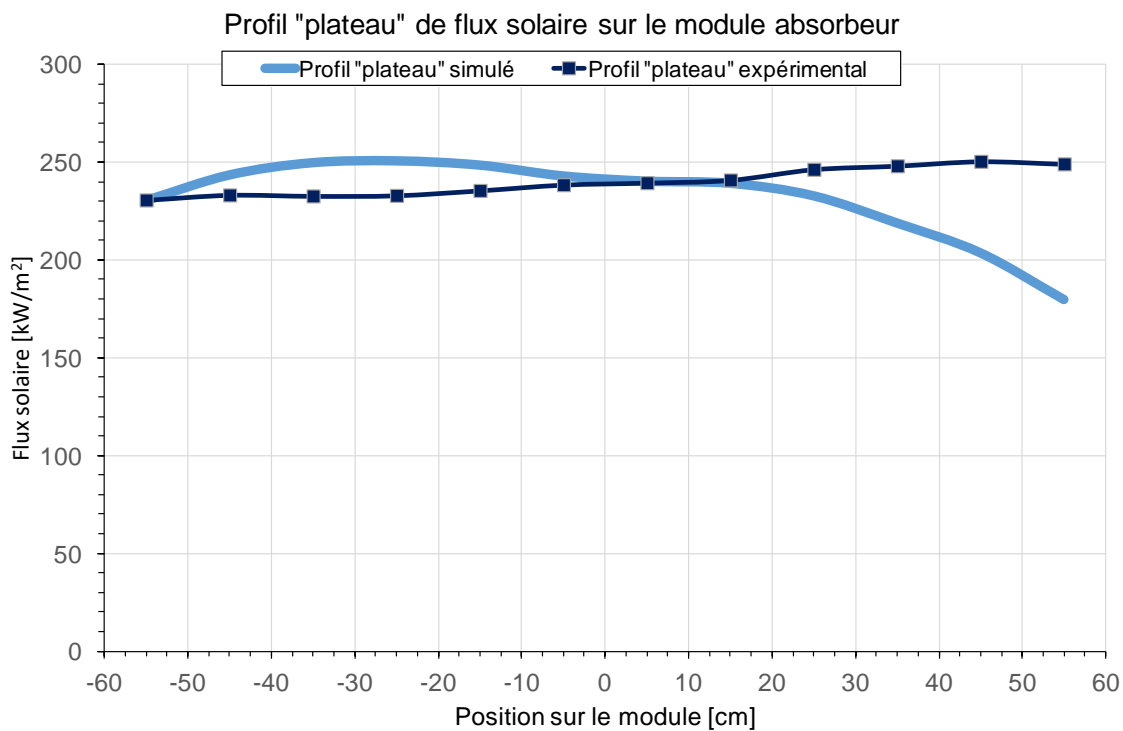


Figure 96 – Comparaison du flux plateau simulé souhaité et du flux plateau expérimental obtenu

### 4.3.1.2 Distribution décroissante

La distribution décroissante a été obtenue en déséquilibrant la configuration plateau (Figure 97). L'héliostat E01 a simplement été porté depuis l'ouest à l'est ce qui a suffi à obtenir le profil de rampe souhaité (Figure 98 - Figure 99). Ici, trois héliostats ont été ajoutés par rapport à la configuration plateau pour rehausser le niveau d'irradiation globale, le DNI ayant diminué au moment des mesures (DNI de 795W/m<sup>2</sup>).

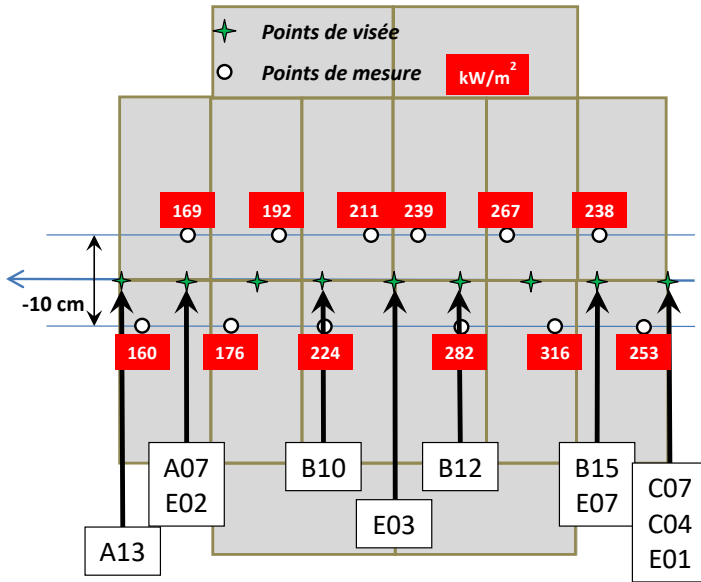


Figure 97 – Pointage des différents héliostats pour l'obtention d'une distribution décroissante et mesures de l'irradiation solaire en fond de cavité

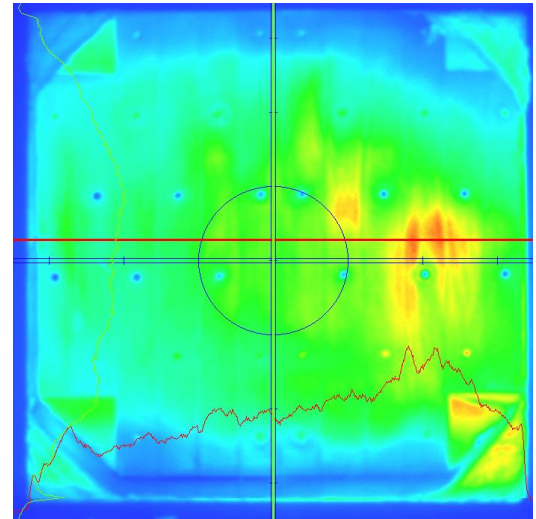


Figure 98 – Visualisation de la distribution de flux en fond de cavité

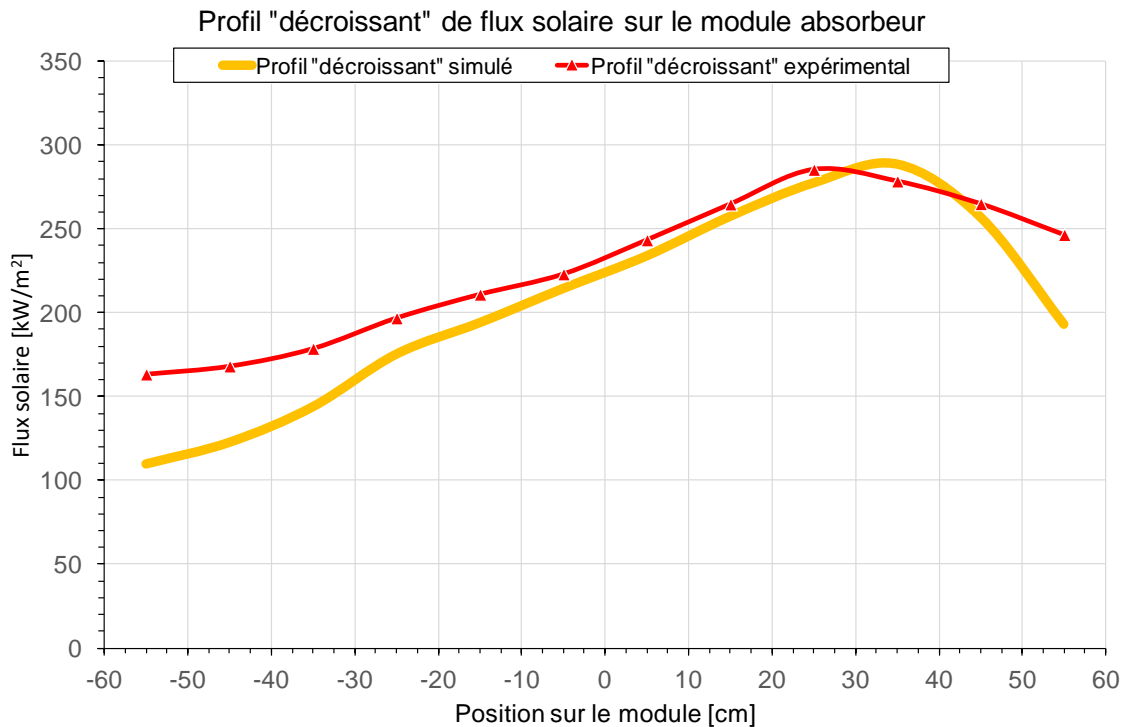


Figure 99 – Comparaison du flux décroissant simulé souhaité et du flux décroissant expérimental obtenu

### 4.3.2 Protocole expérimental

Il a été décidé pour les essais expérimentaux de prendre le moins de risques possibles avec le module absorbeur. Aussi nous avons décidé de privilégier la distribution solaire décroissante qui offre des probabilités de ruptures plus faibles. Nous commencerons avec des flux solaires incidents dont l'intensité sera bien en deçà des conditions nominales prévues. Nous augmenterons cette intensité au fur et à mesure des différents tests et après avoir acquis une certaine assurance quant au bon déroulement des manipulations.

Il est également important de noter qu'il est techniquement impossible avec le contrôle du champ d'héliostats actuel d'envoyer simultanément plusieurs héliostats sur des points de visée différents. Aussi nous amènerons les héliostats un par un à leur point cible. Ceci permettra également d'éviter les importants chocs thermiques qui auraient été rencontrés si les 11 héliostats avaient été positionnés en même temps.

Le module absorbeur verra donc dix flux intermédiaires avant que le flux nominal ne soit atteint. On veillera à ce que les flux intermédiaires imposés ne présentent pas de risque pour l'absorbeur. Nous avons défini un ordre de pointage des héliostats afin que tous les flux intermédiaires présentent une distribution décroissante le long du module ou, à minima, une distribution plateau.

Les héliostats sont donc positionnés comme indiqué dans le Tableau 10 :

Ordre d'envoi	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Héliostat	B15	B12	B10	C07	A07	C04	A13	E01	E02	E03	E07
Coordonnées de visée (cm)	+45	+15	-15	+60	-45	+60	-60	+60	-45	+0	+45

Tableau 10 – Ordre d'envoi prévisionnel des héliostats et points de visée associés

Concernant le débit et la pression de l'air, nous avons décidé de garder leurs valeurs fixes dans un premier temps, soit un débit autour de 86g/s et une pression de 7bar. Il s'avèrera qu'en réalité la pression dans le module lors des expérimentations sera revue à la baisse, de l'ordre de 5bar / 5,5bar, due à des problèmes d'étanchéité des joints. Le débit sera situé entre 80 et 90g/s. Nous avons décidé de faire varier le débit après avoir atteint un flux solaire d'un niveau suffisamment représentatif, soit les onze héliostats prévus.

Concernant la température d'admission de l'air, notre contrôle est plus limité puisque le flux solaire entrant dans la cavité va influencer cette valeur. Nous n'émettrons un contrôle que sur la température de préchauffe de l'air en entrée de cavité. Comme montré dans la section 3.5, nous pouvons nous passer d'un préchauffage pour des flux solaires faibles. Nous avons décidé de réaliser des premières manipulations en faisant varier le préchauffage électrique de l'air pour des flux produits par six héliostats ou moins, soit une température de consigne allant de la température ambiante à 300°C. Pour des flux plus importants, le préchauffage sera toujours activé et fixé à 300°C. Afin de ne pas superposer l'augmentation de la température due à la mise en route de la préchauffe et l'augmentation de la température due à l'ajout du flux solaire, nous mettrons la préchauffe en marche avant les tests et attendrons la stabilisation thermique de l'ensemble module/cavité. Ceci rendra les observations plus simples à effectuer. Il convient de mettre la préchauffe en marche environ une heure avant l'envoi des héliostats, temps non négligeable mais imposé par la forte inertie thermique de la cavité et de son isolation.

Si ces essais se déroulent correctement, d'autres configurations seront envisagées, notamment un flux solaire incident plus important.

## 4.4 Conclusion

Au cours de ce chapitre, nous avons présenté le site expérimental et ce qui a été mis en place pour pouvoir tester le module absorbeur au sein du foyer mini-Pégase. Nous avons notamment décrit les installations chargées de la production et de la régulation d'air pressurisé (compresseurs, préchauffeur), le maintien du module absorbeur en fond de cavité (support module, liaisons céramique-métal) et les mesures effectuées sur le site (appréciation et mesure du flux expérimental, températures, pression, déformation du module). Cette mise en place a fait l'objet d'un investissement important en temps et en personnes pour que le module puisse être testé dans des conditions favorables.

Il est à noter que si le support du module remplit son office pour cette expérimentation, il s'agit d'un système assez lourd et contraignant à mettre en œuvre. Pour de plus grand projets, expérimentaux ou industriels, ce système devra être amélioré et repensé.

Nous nous sommes également assuré de maîtriser les flux solaires incidents imposés en fond de cavité et nous avons pu obtenir sur site des flux proches de ceux souhaités et obtenus numériquement. Il a toutefois fallu modifier les configurations de tir des héliostats prévues initialement par simulation pour tenir compte de la réalité du champ d'héliostats de Thémis.

## 5 Expérimentations réalisées et résultats

Le site expérimental et l'environnement du module absorbeur ayant été décrits au chapitre précédent, nous présenterons ici les expérimentations effectuées et les mesures qui en découlent. Les tests se sont avérés très lourds d'un point de vue technique, leur conduite faisant appel à de nombreux paramètres qu'il nous a fallu gérer. De surcroît et afin de les mener à bien, il y a nécessité de jouir de conditions d'ensoleillement stable sur une durée suffisamment longue. Ces difficultés, très contraignantes, nous ont toutefois permis de mieux connaître notre installation (contrôle et maîtrise du champ d'héliostats), de mettre en évidence certains problèmes, tel que celui des joints (comme évoqué dans la section 4.2.1.2) ou plus inattendu, de tester le module absorbeur dans des configurations plus sévères que souhaitées (choc thermique).

### 5.1 Essais significatifs réalisés

Nous présentons ici les mesures effectuées et exploitables des différents essais solaires menés à bien (Tableau 11). Ces mesures ont été effectuées en régime quasi-stationnaire. On rappelle que les paramètres imposés lors de l'expérimentation sont le flux solaire incident et les conditions sur l'air : pression, débit massique. La température d'entrée de l'air dans le module est la résultante de la température de consigne du préchauffeur électrique ainsi que la seconde préchauffe due au passage dans la cavité active. Le contrôle de cette température est donc assez approximatif et dépend de la puissance solaire envoyée dans la cavité.

		Essai 1	Essai 2	Essai 3	Essai 4	Essai 5	Essai 6	Essai 7	Essai 8	Essai 9	Essai 10
Flux solaire incident	kW	4,4	11,4	14,1	21,1	16,4	37,1	27,2	26,1	21,5	48,5
Pression de l'air	bar	5,1	5,1	5,1	5,2	5,4	5,1	5,2	5,1	5,4	4,0
Débit de l'air	g/s	84,8	83,3	82,9	83,4	90,8	88,4	89,2	87	91,2	77,5
Température d'entrée d'air	°C	17,6	21,6	25,3	30,7	94,7	109,7	196,8	285,3	112,2	344,2
Température de sortie d'air	°C	52	106,3	143	177	195,9	289,3	345,2	397	297,9	650,2
DT air	°C	34,4	84,7	117,7	146,3	101,2	179,6	148,4	111,7	185,7	306
Puissance air	kW	3,0	7,3	10,1	12,5	9,3	16,1	13,3	9,8	17,2	24,6
Température maximale en face arrière	°C	82,7	194,7	261,9	304,7	281,7	415	441,4	443	453,7	840,5
Élongation	mm	0	1	1	1,2	1,1	1,8	1,9	2,1	1,9	3,6
Flèche	mm	0	-0,4	-0,5	-0,7	-0,6	-1,1	-1	-0,8	-1,3	-2,6
Rendement : puissance air / puissance solaire		68%	64%	72%	59%	57%	43%	49%	38%	80%	51%

Tableau 11 – Résultats des essais solaires significatifs réalisés

On estime l'incertitude de mesure sur les températures à +/-30°C. L'incertitude de mesure pour les déformations et elle estimée à 0,2mm. En ce qui concerne les pertes de charge, nous nous sommes

aperçu que les résultats mesurés n'étaient pas exploitables. Les différences de pression entre l'entrée et la sortie du module sont généralement comprises entre 340 et 475mBar. Outre le fait que ces valeurs semblent anormalement élevées pour un absorbeur muni de canaux lisses, nous avons obtenu à plusieurs reprises des pertes de charge plus faibles pour le module et le divergeant et/ou convergent que pour le module seul (pour exemple : 443mBar contre 476mBar). Il s'agit vraisemblablement d'un phénomène dû à la turbulence de l'écoulement dans les conduites et au changement brutal de la section de passage aux abords du module qui modifie localement la pression. L'aspect mécanique des fluides n'étant pas le cœur de notre étude, nous n'avons en effet pris aucune mesure pour permettre à l'écoulement d'arriver non perturbé jusqu'aux canaux du module.

On observe une forte influence de la puissance solaire incidente sur la température maximale relevée en face arrière et sur le gain de température sur l'air (Figure 100 et Figure 101). Cette influence est importante et quasi-linéaire. L'influence de la température d'entrée de l'air est elle beaucoup plus faible voir négligeable.

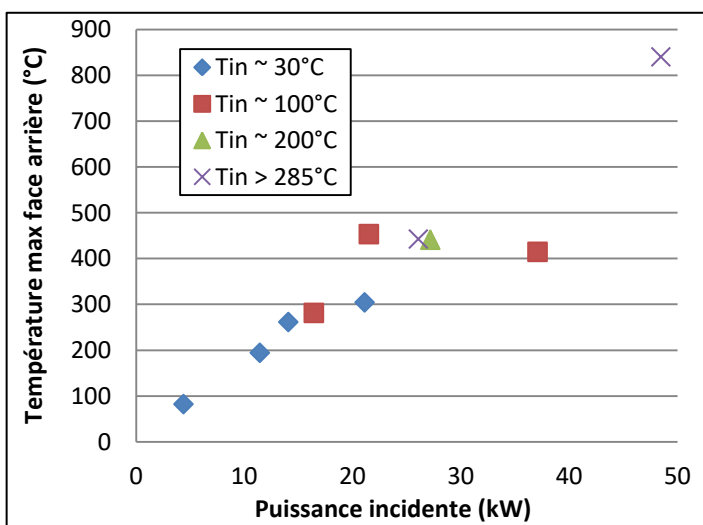


Figure 100 – Température maximale en face arrière en fonction de la puissance solaire incidente imposée et de la température d'entrée de l'air

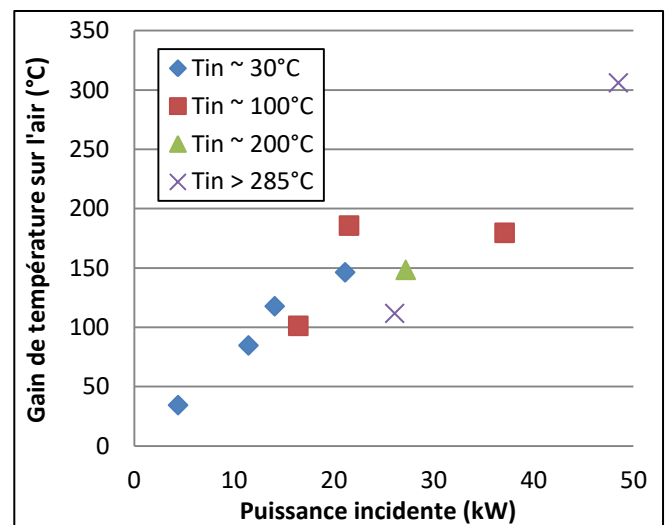


Figure 101 – Gain de température sur l'air en fonction de la puissance solaire incidente imposée et de la température d'entrée de l'air

Bien que les canaux de l'absorbeur ne soient pas pourvus de générateurs de tourbillons, nous avons tout de même calculé un rendement qui traduit le rapport puissance solaire incidente sur la puissance thermique récupérée par le fluide (Figure 102). Les résultats obtenus sont de l'ordre 80% à 40% et décroissent avec la température d'entrée du fluide. Il est en effet plus aisé de transférer de la chaleur à un fluide plus froid. En revanche, nos mesures ne nous permettent pas de conclure quant à une quelconque influence de la puissance solaire incidente sur ce rendement.



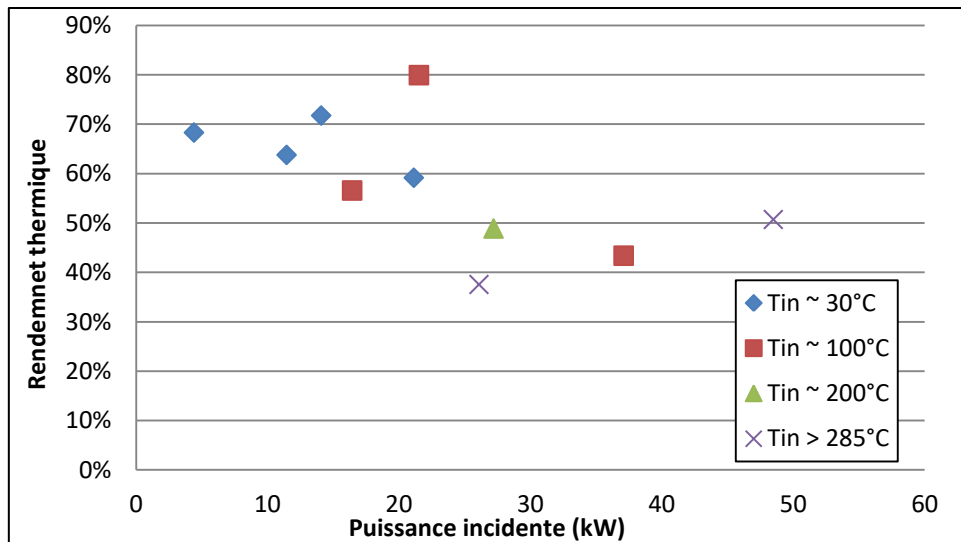


Figure 102 – Rendement de l'absorbeur en fonction de la puissance solaire incidente imposée et de la température d'entrée de l'air

On remarque que les déformations du module mesurées (flèche et élongation) peuvent directement être reliées à la température maximale en face arrière du module (Figure 103). Cela est somme toute logique puisque ces déformations sont dues aux dilatations générées par l'augmentation de la température et que ce phénomène peut être traduit par une loi linéaire ( $\Delta l = \alpha \Delta T$ ). Pour avoir une quantification du phénomène, on peut considérer une température moyenne du module absorbeur puisque le gradient thermique peut grandement varier à l'intérieur du matériau. La chose est compliquée, étant donné le peu de mesures dont nous disposons sur le solide, d'autant plus que ces dernières sont toutes effectuées en face arrière. La température maximale en face arrière du module peut cependant, en première approximation, être assimilée à cette température moyenne dans la mesure où il s'agit de la plus haute température mesurée sur la face la plus froide (la face isolée a des températures inférieures à la coque irradiée).

Les déformations constatées sont néanmoins inférieures aux déformations attendues, de l'ordre de 35 à 50%. Compte tenu du fait que les températures atteintes sont, elles, similaires aux attentes, notre hypothèse est que les libertés longitudinales et axiales du support du module ne sont pas aussi souples que nous l'aurions souhaité. Nous avons soulagé le poids des connectiques raccordées au module autant que possible ; mais cet effet ne peut être complètement ignoré dans des conditions expérimentales. Les sur-contraintes ainsi générées compriment donc le module d'où les déformations inférieures à celles calculées lors des simulations avec un absorbeur parfaitement libre.

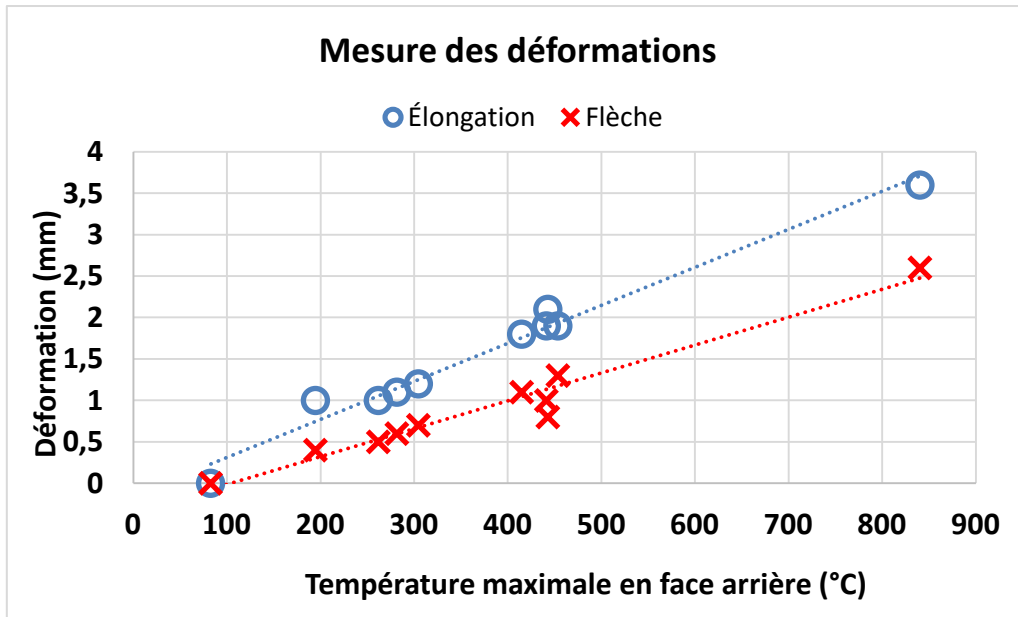


Figure 103 – Déformation de l'absorbeur en fonction de la température maximale mesurée en face arrière

## 5.2 Essai au plus haut flux réalisé

Nous présentons ici, l'essai le plus représentatif des conditions nominales d'irradiation solaire souhaitées qu'il nous ait été possible de mener. Cette expérience était réalisée avec les joints à base de feuillets de mica ce qui, comme expliqué dans la section 4.2.1.2, nous a posé problème.

### 5.2.1 Présentation des mesures effectuées en régime quasi-établi

Le flux solaire le plus important que nous ayons réussi à maintenir sur notre module absorbeur est un flux décroissant obtenu par l'utilisation de 11 héliostats (Figure 104). Ce flux "final" a pu être maintenu suffisamment longtemps pour que nous puissions atteindre un régime quasi-établi. Ce sont les mesures effectuées durant cet état quasi-stationnaire que nous présentons ci-après.

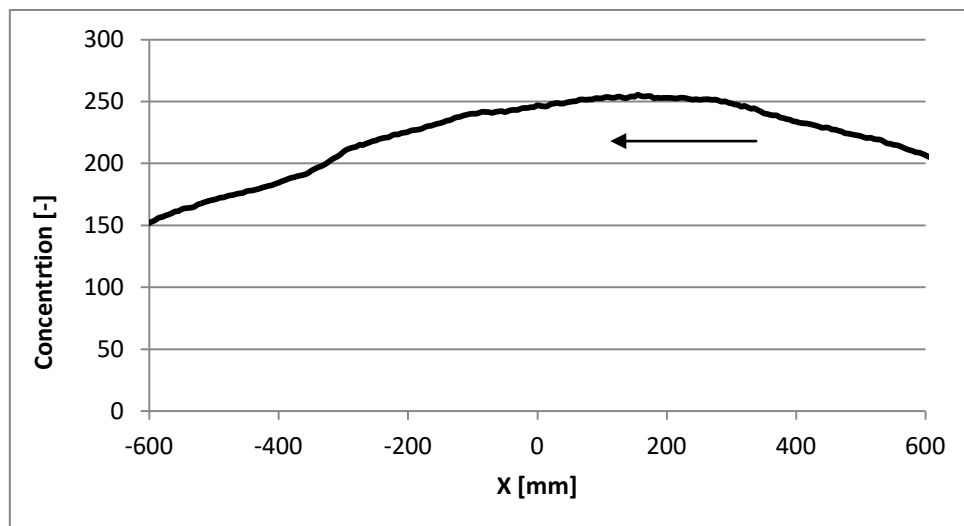


Figure 104 – Concentration du flux solaire incident final lors de l'essai

Avec une concentration allant de 152 à 255 sous un DNI de  $1001 \text{ W/m}^2$  (Figure 104), la puissance solaire incidente sur le module était de  $48,5 \text{ kW}$ . La température de préchauffe de l'air était fixée à  $300^\circ\text{C}$  pour une température d'admission dans le module (après la chauffe supplémentaire due à la

cavité active) de 344,2°C. La pression d'air avait dû être revue à la baisse suite à nos craintes relatives à l'étanchéité des joints, soit 4bar. Le débit d'air a quelque peu chuté au cours de l'expérimentation, probablement à cause des joints en question, passant d'un réglage initial à 86,5g/s pour atteindre 77,5g/s lors des mesures sous le flux final (Figure 106).

Ainsi on constate que l'air est passé de 344,2°C à 650,2°C le long des 1,2 mètres de l'absorbeur soit un échauffement de 306°C (Tableau 12 - Figure 105). En prenant en compte les propriétés thermo-physiques de l'air, nous pouvons calculer un rendement de conversion flux incident/puissance thermique du fluide de 49,5% pour un absorbeur dont les canaux sont, rappelons-le, dépourvus de dispositif d'intensification d'échanges thermiques.

x (m)	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1	1,2
T air (°C)	344,2	410,6	444,5	542,6	570,9	609,0	650,2
T SiC face arrière (°C)		734,0	790,2	822,0	829,2	840,5	

Tableau 12 – Mesures de températures sur l'air du module et le SiC lors du régime quasi-établi

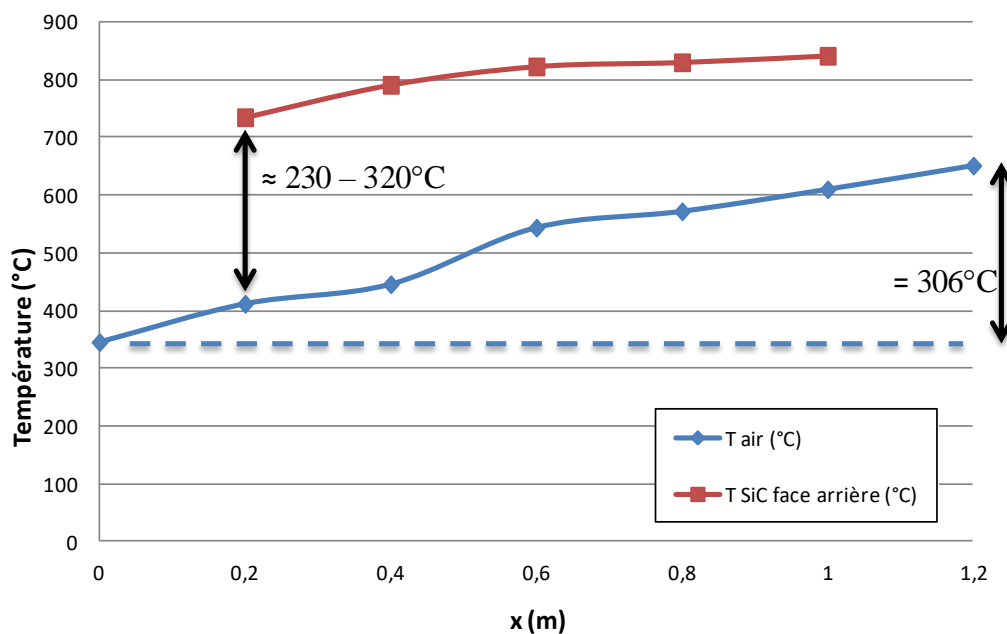


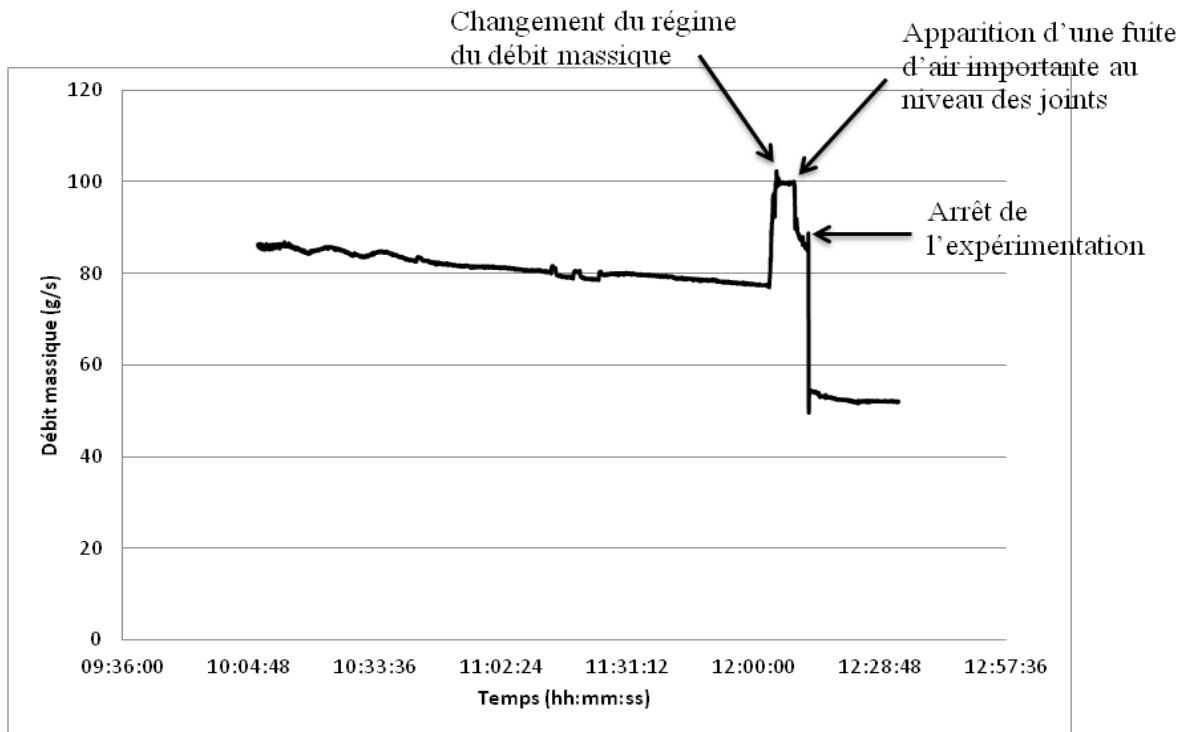
Figure 105 – Profil des températures d'air et du carbure de silicium en face arrière le long du module

La température maximale du carbure de silicium mesurée, en face arrière donc, était de 840,5°C. Elle était localisée à un mètre de l'entrée de l'absorbeur. Les déformations mesurées étaient quant à elles de 3,6mm pour l'élongation et de 2,6mm pour la flèche.

## 5.2.2 Évolution temporelle de cet essai

Une fois le flux solaire maximal atteint et après avoir laissé un temps suffisant pour l'établissement d'un régime quasi-stationnaire, plusieurs options s'offraient à nous. Nous avons envisagé d'augmenter l'intensité du flux solaire imposé avant d'opter pour une variation du débit. Nous avons ainsi augmenté le débit à une valeur de 100g/s. Malheureusement une chute brutale du DNI (Figure 107) nous a obligés à interrompre l'expérience, une fuite d'air importante étant apparue au même moment. Notre hypothèse est que la baisse de température soudaine a entraîné la contraction des joints et une légère désolidarisation avec le métal et la céramique. La pression de part et d'autre du joint n'étant plus

appliquée, il ne se trouve plus maintenu. La pression de l'air à l'intérieur du module a alors été suffisante pour chasser les feuillets de mica et par conséquent causer une fuite d'air importante. C'est suite à cet incident que nous avons pris la décision d'utiliser des feuillets de cuivre pour nos expérimentations futures.



**Figure 106 – Variation du débit au cours de l'expérimentation**

En revanche et en ce qui concerne le module absorbeur, aucun problème n'a été révélé malgré la variation soudaine de l'irradiation solaire auquel il été soumis. Le DNI est passé de  $1000\text{W/m}^2$  à  $15\text{W/m}^2$  en moins de 10 secondes pour revenir à  $1000\text{W/m}^2$  10 secondes plus tard. La fuite d'air est alors apparue et nous avons immédiatement enclenché l'arrêt d'urgence pour retirer la puissance solaire sur une expérimentation que nous ne maîtrisons plus. L'absorbeur est ainsi passé d'une puissance de  $48,5\text{kW}$  à une puissance nulle en moins de 30 secondes subissant au passage trois chocs thermiques importants. Le module a par la suite été démonté puis envoyé à la société BOOSTEC pour observation. Un contrôle par ressuage a confirmé qu'aucune fissure ou amorce de rupture n'était apparue confirmant le premier examen visuel réalisé à Thémis.

Si la chute brutale du DNI nous a contraints à l'arrêt de l'expérimentation, nous avons toutefois pu en retirer un constat intéressant. Le module absorbeur à échelle pilote industriel a été capable d'encaisser d'importants chocs thermiques là où un module qui présentait un volume moindre a explosé (Colleoni, 2013). Cela montre bien l'importance des optimisations numériques réalisées et cela nous rassure quant à la validité des travaux qui ont été menés. Un des objectifs principaux de la campagne expérimentale a donc été atteint : le module en céramique a été testé en conditions extrêmes. La géométrie optimisée pour minimiser les contraintes thermomécaniques a donc montré sa capacité à permettre au carbure de silicium Boostec de résister aux chocs thermiques.

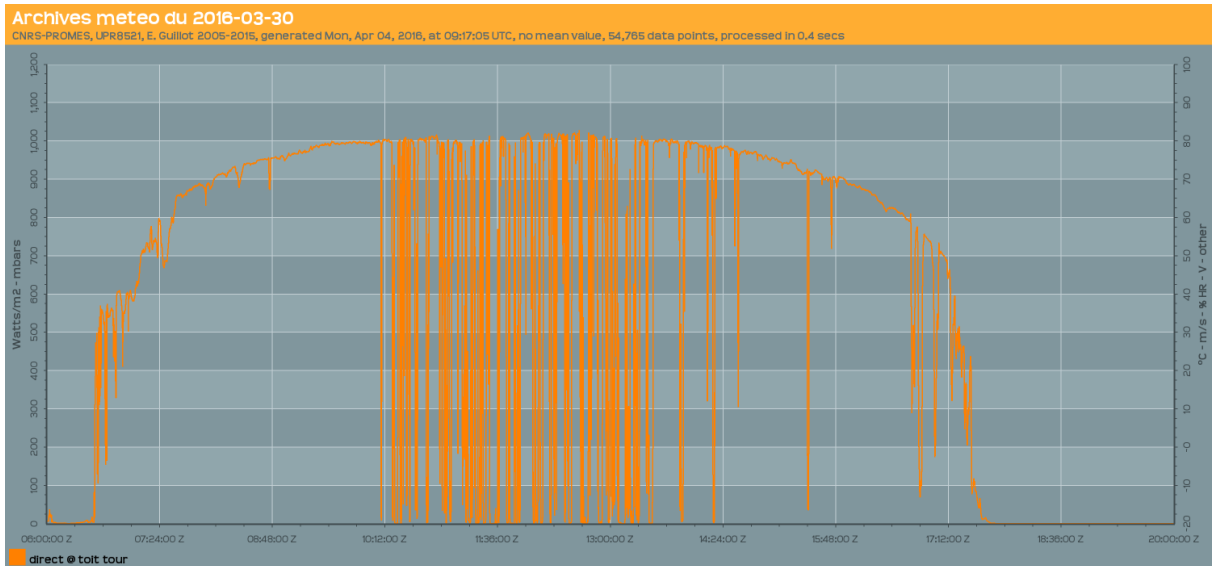


Figure 107 – Variation du DNI lors de la journée de l'expérimentation

## 5.3 Rupture du module absorbeur

### 5.3.1 Présentation de l'essai qui a conduit à la destruction de l'absorbeur

Le dernier essai solaire que nous avons réalisé a conduit à la destruction du module absorbeur. Le but de cet essai était de poursuivre les mesures sous haut flux en faisant varier le débit d'air massique. Il s'agissait, dans la logique du précédent essai où nous avons été contraints de stopper suite une fuite d'air, d'obtenir des mesures sous haut flux pour des débits différents. Nous avons ici pris soin de remplacer les joints à base de mica par des feuillets de cuivre afin de ne pas subir la même avarie. Ces nouveaux joints ont été testés plusieurs heures sous 5bar avec le préchauffeur consigné à 350°C pour observer leur comportement avant les essais solaires.

Nous avons donc commencé cette nouvelle expérimentation en conservant un préchauffage de l'air à 300°C et un débit massique à 81g/s pour 4bar. Les héliostats ont été envoyés comme à l'accoutumée pour obtention d'une distribution solaire décroissante. Les héliostats B12, B15 et B10 étaient en position de tir impliquant une densité de flux maximale de 89,9kW/m<sup>2</sup> pour une puissance incidente sur le module de 13,4kW. Environ cinquante minutes après le lancement de l'acquisition, nous avons constaté que le débit à l'intérieur du module avait chuté pour atteindre les 66g/s (Figure 108)

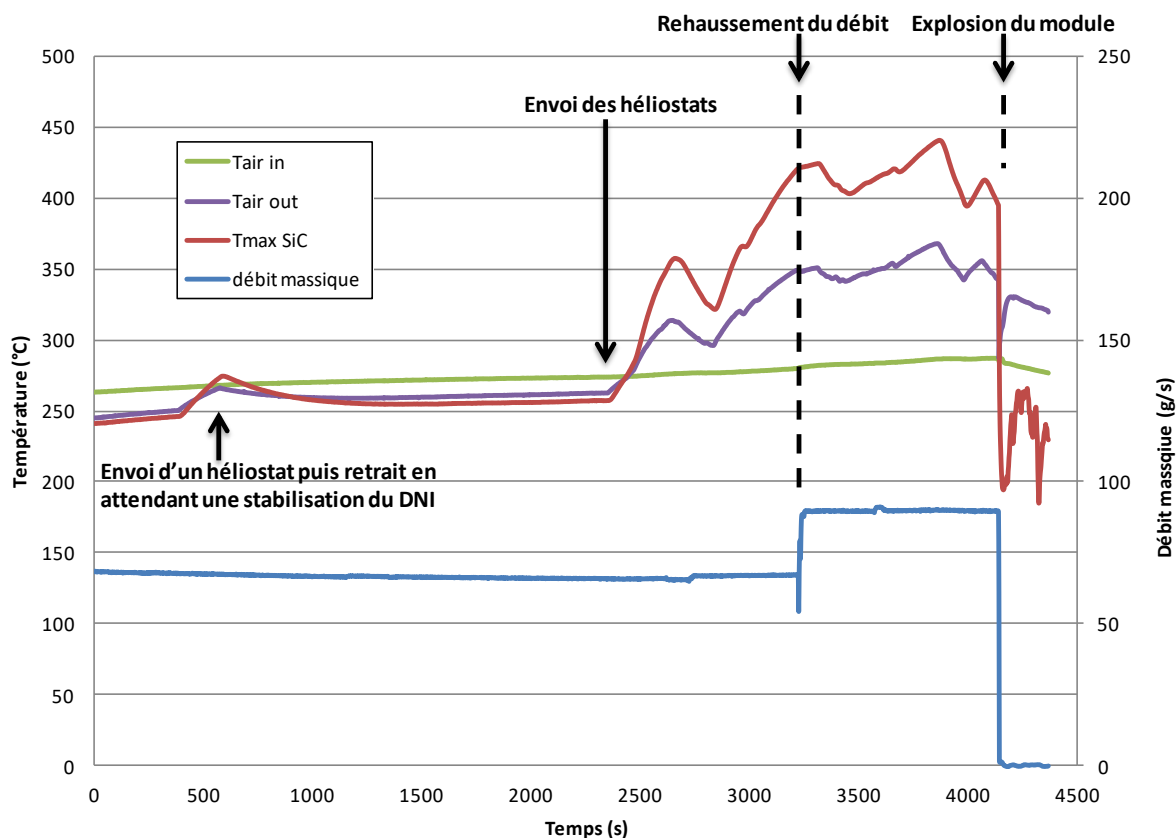
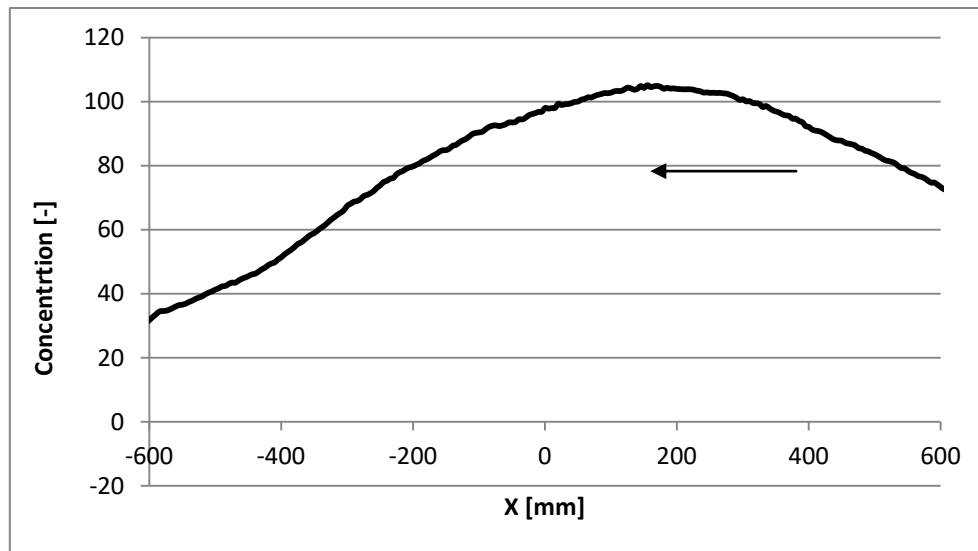


Figure 108 – Évolution temporelle du débit massique et des températures d'air et d'absorbeur du module

S'il apparait maintenant que cette baisse du débit aurait dû nous informer sur l'apparition d'un problème, nous pensions alors simplement que nous n'avions pas attendu suffisamment longtemps la stabilisation de notre régime nominal initial. Il est en effet courant que celui-ci diminue après quelques temps, après que la cuve d'air tampon des compresseurs atteint un régime stable. L'installation en haut de tour a été inspectée et rien d'inhabituel n'a été remarqué. Nous avons donc décidé de poursuivre l'expérimentation après avoir rehaussé le débit d'air à 90g/s. L'héliostat C07 a alors été pointé sur le module pour accroître le flux imposé et atteindre une puissance incidente de 16,1kW avec une densité de flux maximale de 105,1kW/m<sup>2</sup> (Figure 109).



**Figure 109 – Profil du flux solaire incident imposé au module lors de sa destruction**

Il s'avère que cinq minutes après l'ajout de ce quatrième héliostat sur le module, ce dernier a explosé mettant un terme à l'essai. Nous avons tout d'abord été vivement surpris par cet événement, le module ayant démontré plus tôt qu'il était à même de subir des conditions bien plus critiques pour sa survie (puissance incidente trois fois supérieure, chocs thermiques). Après récupération des débris du module absorbeur et une reconstruction de ce dernier, nous pouvons émettre plusieurs observations et hypothèses.

Nous avons pu constater, chose assez flagrante, que les deux coques ont été parfaitement séparées au niveau de la brasure qui les maintenait ensemble. Parmi les débris retrouvés, aucun ne présente une partie où la brasure est intacte. De plus, la coque non irradiée ayant pu être complètement reconstituée, nous pouvons assurer avec certitude qu'aucun des débris manquant ne répondra à ce critère. De ce fait, notre hypothèse est que la cause de la destruction du module est une fatigue prématurée de la brasure qui a conduit à la scission de l'absorbeur, la création d'amorces de rupture au niveau du contact des deux coques pour enfin aboutir à son explosion. Cette scission des deux coques peut également expliquer la baisse du débit constaté lors de cette expérience.

Ainsi, après un temps de test que nous évaluons à une centaine d'heures réparties entre les essais avec préchauffeur seul et essais solaires, le module absorbeur testé s'est brisé. Cela est vraisemblablement dû à une fatigue prématurée de la brasure qui rappelons le, ne possédait pas exactement les mêmes propriétés que le reste du module en carbure de silicium, même si elle s'en approchait. Malheureusement ces propriétés en questions ne nous sont pas connues. Une différence au niveau des coefficients de dilatation peut néanmoins être envisagée et expliquer le décollement constaté des deux coques.

A la suite de cet incident nous avons informé la société Boostec qui semble être d'accord avec nos conclusions. Ils nous ont également appris qu'entre le moment où ils nous ont fourni les modules et la casse, ils avaient pu mettre au point une nouvelle technique de brasure. Cette technique, vraisemblablement plus performante, utilise un carbure de silicium enrichi en carbone et reprendrait de manière continue la structure cristallographique du substrat. Cela reste bien évidemment à tester en conditions réelles et à une échelle type industriel mais c'est encourageant pour la viabilité de la technologie qui aurait pu être condamnée pour ce problème.

Le module a donc été amené jusqu'à rupture pour un problème totalement autre que celui étudié. Il n'y a donc pas de raison de douter de la démarche appliquée pour l'optimisation du module absorbeur.

## **5.4 Conclusion sur les expérimentations du module absorbeur**

Les expérimentations d'un module absorbeur solaire en carbure de silicium au sein du foyer mini-pégase de la centrale Thémis ont pu fournir des résultats intéressants. Si ces expérimentations ne sont pas aussi nombreuses et aussi riches que nous l'aurions souhaité, principalement dû à des impondérables techniques et météorologiques, nombre de constats ont pu être faits.

L'essai le plus représentatif des conditions d'irradiation nominales (flux solaire décroissant de 48,5kW) nous a permis d'atteindre un rendement de conversion puissance solaire/puissance thermique de l'ordre de 50% pour un absorbeur ne présentant pas de dispositif d'intensification de transfert de chaleur. Un gain de température sur l'air de plus de 300°C a été constaté pour une température maximale de 650°C. Dans le même temps, la température maximale mesurée du SiC en face arrière était de 840°C. D'après le retour acquis des simulations, cela laisse entendre une température en face avant de l'ordre de 1000°C. Nous avons par ailleurs pu constater que de violents chocs thermiques (puissance imposée passant de 48kW à 0kW en moins de 10 secondes) ont pu être supportés sans problèmes par le module.

Le module testé a été détruit au cours de notre dernière expérimentation alors qu'il subissait un flux relativement faible (16kW). Cependant la défaillance n'était pas due aux contraintes de traction à l'intérieur du matériau, mais à une fatigue prématurée de la brasure liant les deux coques. La société Boostec nous a fait part d'une nouvelle technique qui, si elle reste à étudier plus avant, semble prometteuse et rassurante pour la viabilité des absorbeurs solaires céramiques à très haute température.

Avant cela, d'autres expérimentations pourront toutefois être menées sur le module « jumeau » afin de compléter les informations recueillies.



## 5.5 Bibliographie

Colleoni, A. (2013). *Intensification des transferts de chaleur en régime turbulent pour le développement d'un récepteur solaire surfacique à haute température en céramique*, Thèse. UPVD, Perpignan, France.

## **6 Comparaisons des résultats numériques et des mesures expérimentales**

Les chapitres précédents présentent les travaux menés sur un unique module absorbeur en carbure de silicium, depuis les optimisations numériques réalisées afin d'améliorer son comportement thermomécanique et sa probabilité de survie aux expérimentations ayant eu lieu au foyer mini-Pégase de la centrale Thémis.

Ces expériences ont pu montrer la viabilité et le potentiel du concept. Les conditions de travail qui ont été imposées au module absorbeur ont pu être supportées sans dommage grâce à l'optimisation numérique qui a été réalisée pour améliorer son comportement thermomécanique. Si la méthodologie de calcul semble être valable, il reste cependant des interrogations qui concernent la précision des résultats obtenus et des hypothèses de calcul émises.

Pour répondre à cela, nous analyserons et comparerons les résultats obtenus expérimentalement à de nouvelles simulations réalisées à cette fin. Ces simulations ont été réalisées pour des conditions de fonctionnement identiques aux conditions des expériences.

### **6.1 Températures de l'air**

Nous avons commencé par comparer les profils de température d'air expérimentaux (estimation de l'erreur de mesure de  $\pm 30^{\circ}\text{C}$ ) et les profils d'air obtenus via simulation sous DIRSOL (Figure 110). On constate une bonne adéquation entre les profils, avec un écart relatif maximal de l'ordre de 15%. On remarque également que les écarts de températures ont tendance à s'accroître du côté sortie absorbeur. Cela peut s'expliquer par le fait que, sous DIRSOL, la température de l'air à l'entrée de l'absorbeur est fixée et donc identique pour les deux cas. La température de l'air situé à une distance « X » de l'entrée du module est calculée de manière itérative à partir de la température de l'air à la distance « X-1 ». Les erreurs commises numériquement ne font donc que s'ajouter au fur et à mesure que la distance depuis l'entrée du module s'accroît.

Ces erreurs peuvent être dues à de nombreux paramètres. On pensera notamment à la précision de la corrélation utilisée, à la justesse des conditions aux limites imposées, mais surtout à la nature même du code DIRSOL. Ce code, rappelons le, intègre de nombreuses hypothèses simplificatrices et ne simule qu'un ensemble de plans en deux dimensions qui doivent représenter le cas tridimensionnel.

Les résultats obtenus sont toutefois acceptables pour notre module de 1,2m de longueur active. La question se posera pour des modules plus longs où les erreurs seront donc potentiellement plus importantes.

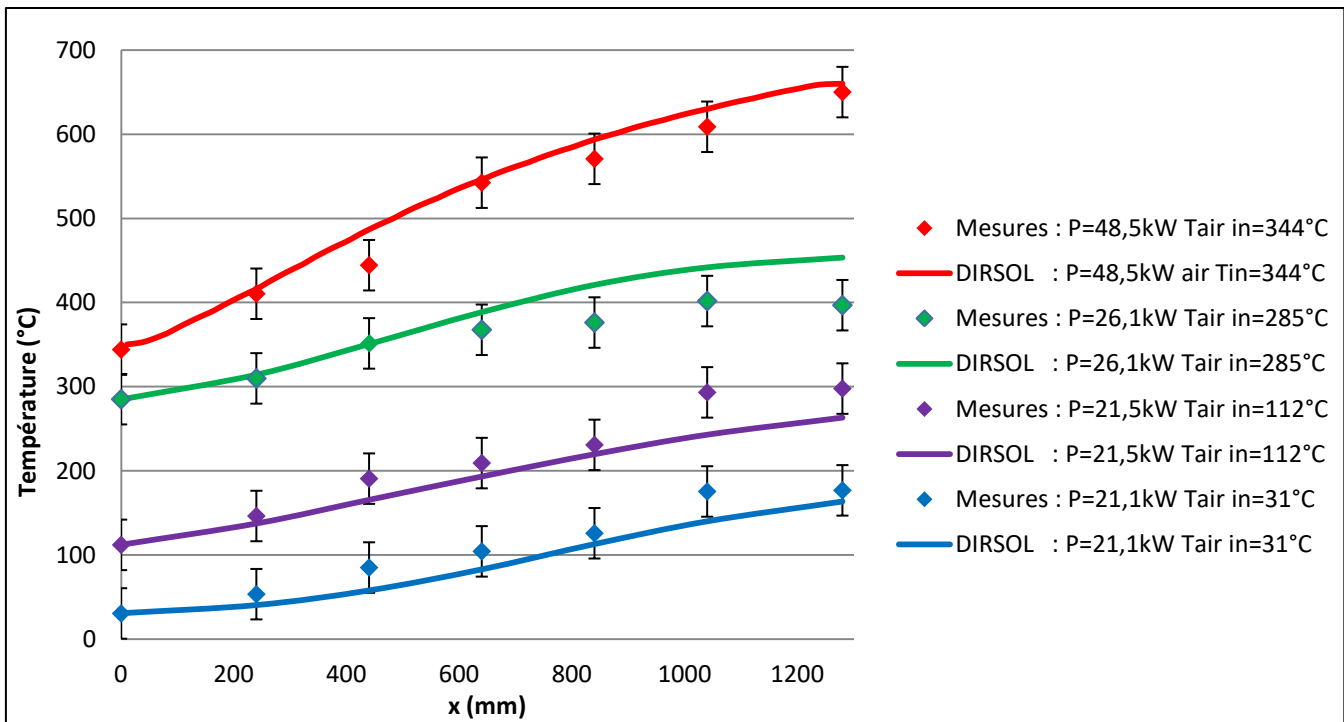


Figure 110 – Comparaison des profils de température d'air mesurés et simulés via DIRSOL

## 6.2 Températures du solide

Nous nous sommes ensuite intéressés à des comparaisons relatives aux températures du solide (mesures/simulations sous ANSYS). Afin de séparer les erreurs, ces simulations ont été effectuées avec les valeurs des températures d'air mesurées expérimentalement et non celles obtenues par simulation sous DIRSOL.

### 6.2.1 Essai expérimental au plus haut flux

Nous avons simulé l'essai que l'on qualifie de plus représentatif des conditions nominales car étant l'essai où nous avons atteint le flux le plus important. Rappelons qu'il s'agit d'un flux décroissant d'une puissance solaire incidente de 48,5kW (section 5.1). L'air entrant dans le module à une température de 344,2°C pour un débit massique de 77,5g/s et une pression absolue de 4bar. L'absorptivité du carbure de silicium est considérée égale à 0,85. Son émissivité est de 0,85 et les pertes radiatives et convectives sont considérées comme des échanges avec un environnement à température équivalente de 300°C.

Lors de cette simulation, on obtient des températures de SiC comprises entre 516,8 et 823,2°C (Figure 111). Les contraintes maximales sont de 149,9MPa pour une probabilité de rupture de 0,25 %. L'élongation est de 6,7mm et la flèche de 3,9mm.

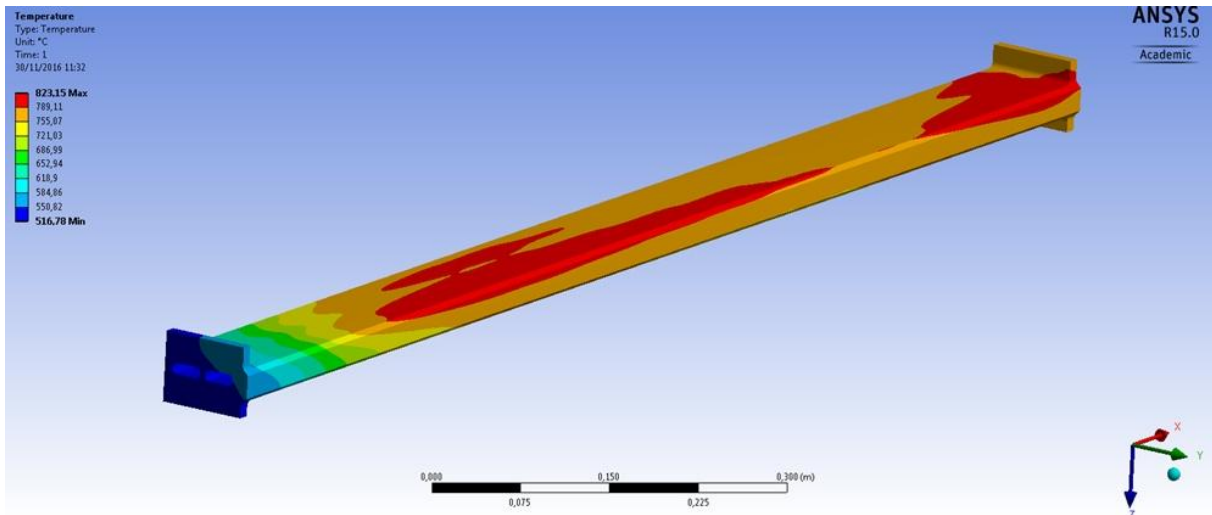


Figure 111 – Champ thermique du module absorbeur simulé dans des conditions supposées identiques à celles rencontrées expérimentalement

Le profil de température obtenu le long de la surface isolée, au milieu de la surface, est présenté dans la Figure 112. Il y est comparé aux mesures effectuées pendant les expérimentations dans les mêmes conditions de fonctionnement.

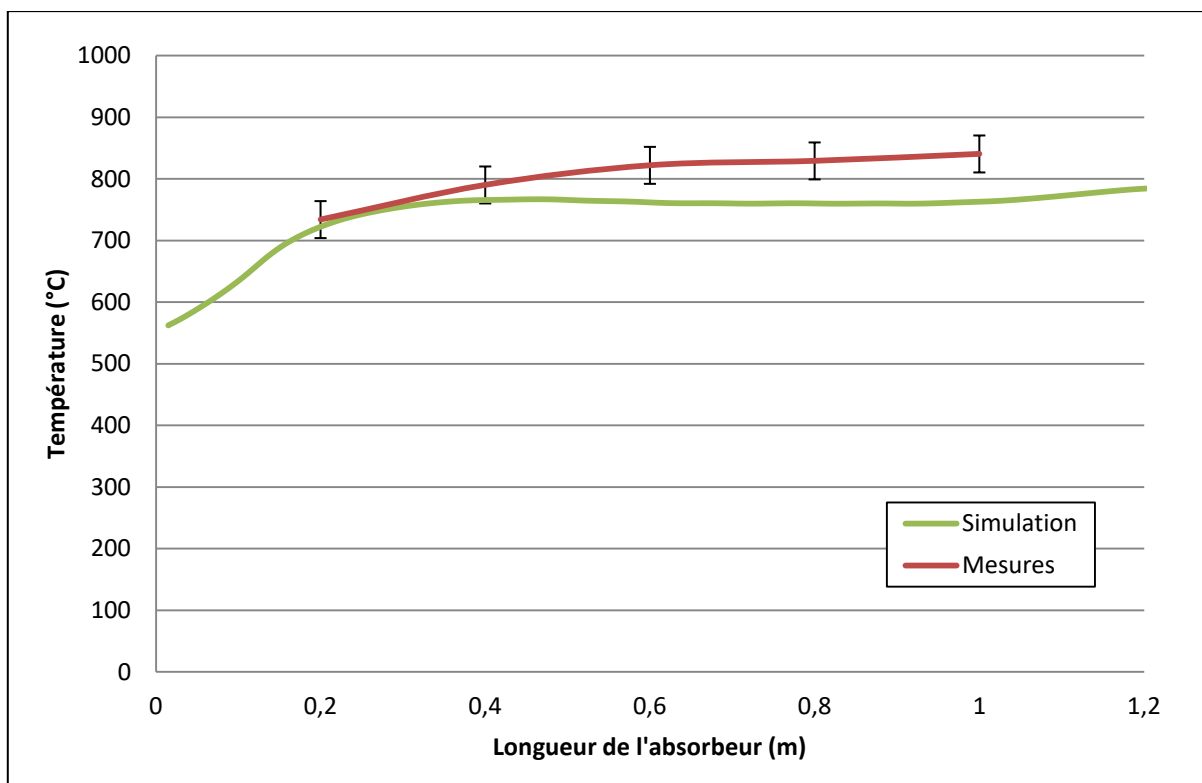


Figure 112 – Comparaison des profils de température simulés et mesurés du carbure de silicium en face arrière pour le cas du plus haut flux solaire expérimenté

Après un premier examen, on retire deux informations. Premièrement, et dans ce cas précis, les températures données par les simulations sont en deçà des températures mesurées. Si cet écart est relativement faible du côté de l'entrée de l'absorbeur, moins de 10°C, il croît légèrement jusqu'à atteindre 45°C à 1m de longueur. Cela revient à un écart relatif de l'ordre de 6% par rapport aux simulations.

Seconde information qui s'avère plus perturbante, elle concerne l'allure du profil de température le long de l'absorbeur. En effet, les mesures indiquent un accroissement permanent de la température dans l'absorbeur alors que, pour les simulations, la température stagne passé les 30 premiers centimètres.

Une seconde simulation a été réalisée avec un flux dont la distribution est identique mais dont l'intensité a été arbitrairement augmentée de 10%. Comme on pouvait s'y attendre, les différences entre les niveaux de température moyens, numérique et expérimental, sont grandement restreintes. A peine 1°C contre 44°C sous le flux initial estimé. Nous savons que notre méthode de reconstitution du flux expérimental a tendance à le minorer. Aussi la différence initiale des niveaux de température moyens entre mesures et simulations n'est pas dérangeante puisqu'elle peut s'expliquer par une sous-estimation du flux solaire incident expérimental. La distribution de température du SiC le long de l'absorbeur n'est par contre pas impactée par une modification uniforme de l'intensité du flux incident.

Pour obtenir la distribution de température mesurée en face arrière (Figure 114 – Simulation distribution modifiée), il nous a fallu modifier l'intensité du flux et sa distribution (Figure 113). L'augmentation de l'intensité du flux de 10% a été conservée puis une partie du flux a été déplacé de la sortie vers l'entrée de l'absorbeur (à hauteur de 22%). Le champ thermique va alors de 512,9°C à 899,2°C. Les contraintes maximales sont de 162,1MPa, l'élongation de 7,3mm et la flèche de 4,7mm.

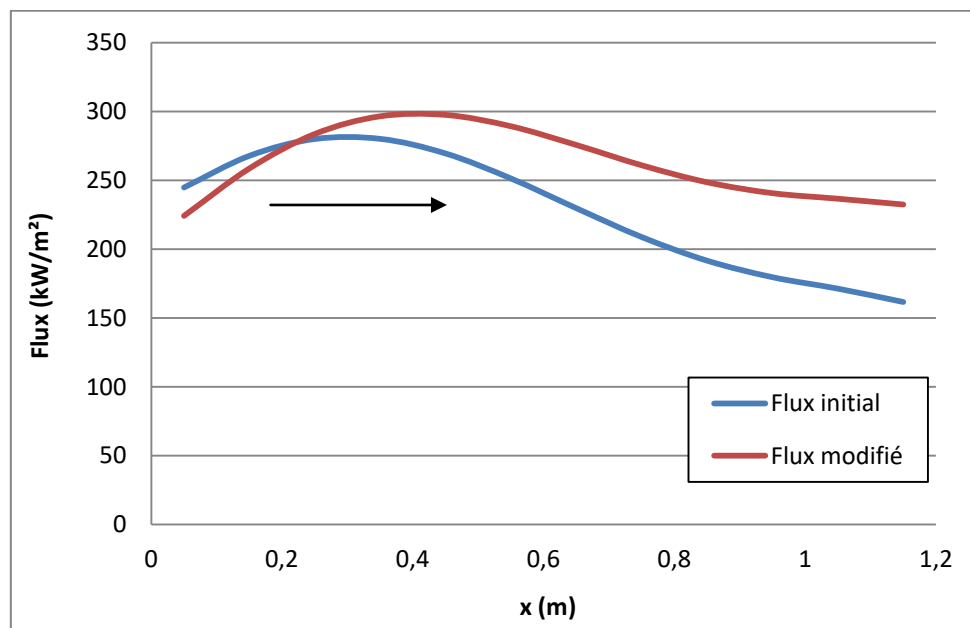


Figure 113 – Distribution solaire initiale et distribution solaire modifiée pour les simulations

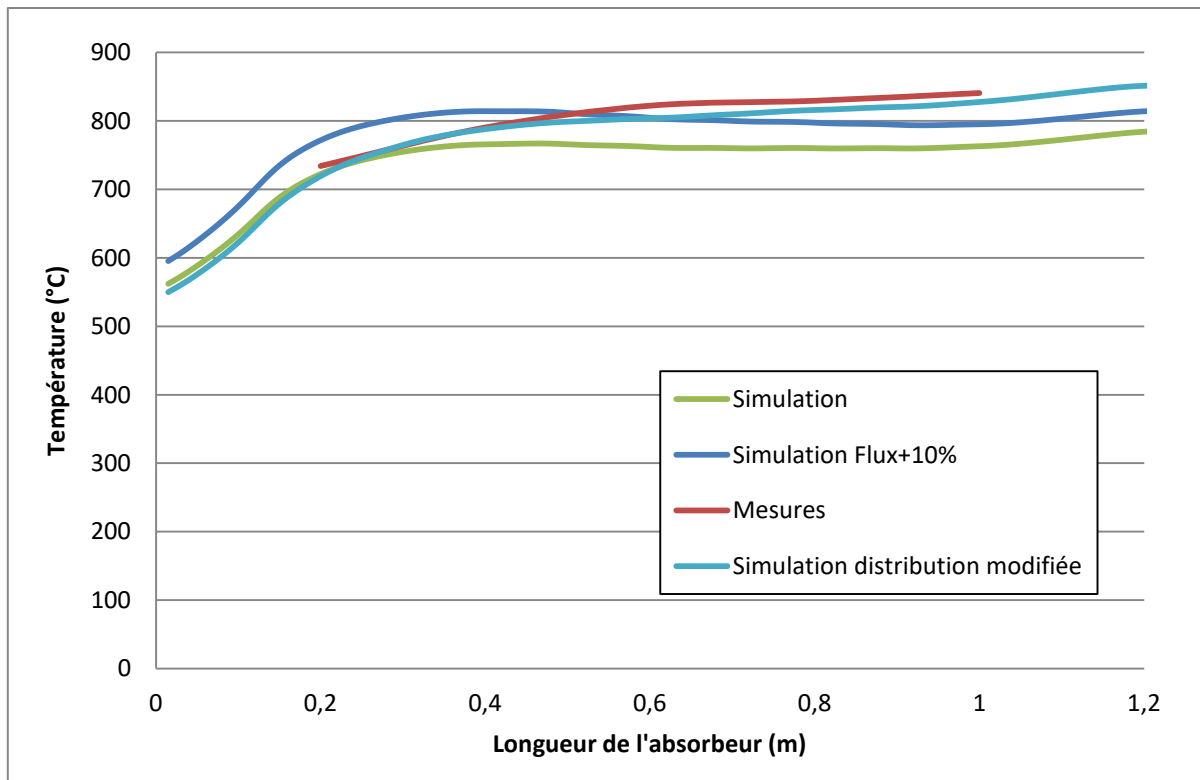


Figure 114 – Comparaison des profils de température simulés et mesurés du carbure de silicium en face arrière pour le cas du plus haut flux solaire expérimenté

Cependant, plusieurs questions se posent alors. Premièrement, si les températures simulées et mesurées en face arrière sont ainsi quasi identiques (écart inférieur à 12°C), nous ne pouvons affirmer qu'il en va de même pour le reste du champ thermique de l'absorbeur. Dans l'hypothèse où cela soit juste, se pose alors le problème de fiabilité de notre méthode de calcul des flux expérimentaux. Si notre bibliothèque d'image des héliostats est encore d'un volume restreint et que les intensités des flux sont quelque peu sous estimées, nous pensons avoir trouvé une certaine fiabilité quant à leur distribution.

On peut s'interroger sur nos autres conditions limites imposées au module, notamment les pertes thermiques à l'ambient. Une hypothèse forte avait été prise avec le choix de simuler les pertes radiatives et convectives vers l'ambient avec une température d'environnement équivalente. Cependant il s'est avéré que, avec les lois d'échanges thermiques appliquées dans notre cas, sa précision n'est pas des plus préoccupantes. Passer cette température de 300°C à 500°C change la température maximale rencontrée dans l'absorbeur de 823°C à 844°C. Soit une différence maximale de 21°C pour un changement de 200°C sur notre condition limite. L'écart de température engendré n'est pas des plus significatif, d'autant qu'il est amoindri en face arrière (inférieur à 7°C), et que la distribution de température n'est pas impactée non plus. A noter que l'écart est plus grand si la température équivalente est fixée à 20°C (température maximale de 759°C soit un écart de 64°C) mais que la réalité de notre expérimentation nous fait plutôt pressentir une température équivalente à envisager à la hausse, les températures de paroi de la cavité étant comprises entre 350°C et 470°C.

On peut également s'interroger quant à la précision de notre code de calcul, bien que différentes simulations aient été effectuées sous différents logiciels avec des résultats très similaires. Les propriétés du matériau peuvent aussi poser question.

## 6.2.2 Essai à flux réduit

Des simulations ont également été réalisées avec comme référence des essais solaires dont les flux incidents utilisés étaient moindres. Pour l'exemple, nous présentons ici l'essai réalisé à 4 héliostats pour une puissance solaire incidente de 27,2kW et dont la distribution est présentée Figure 115. L'air entre dans le module à une température de 196,8°C. La température équivalente relative aux pertes thermiques est ici estimée à 100°C.

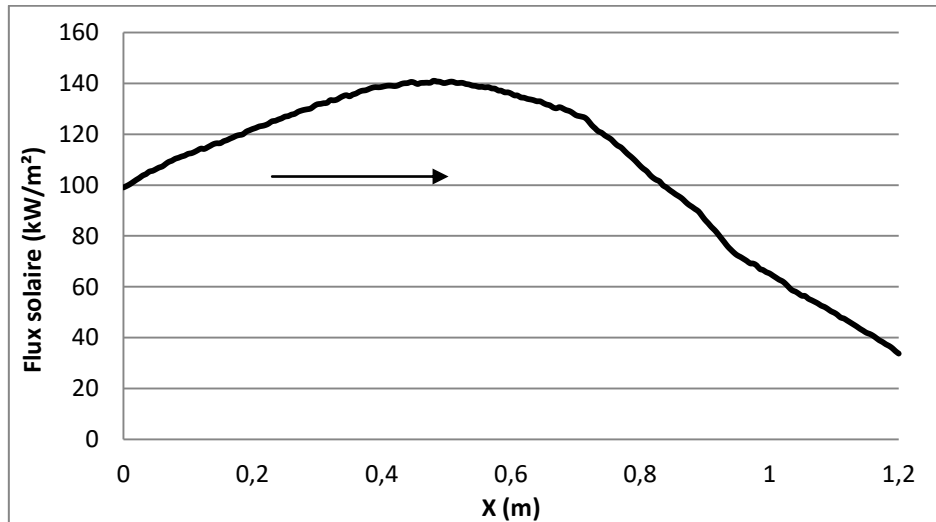


Figure 115 – Distribution solaire obtenue par l'utilisation combinée de 4 héliostats

Les simulations annoncent des températures de SiC comprises entre 265,3 et 495,4°C. Les contraintes maximales sont de 74,0MPa pour une élongation de 3,8mm et une flèche de 2,1mm.

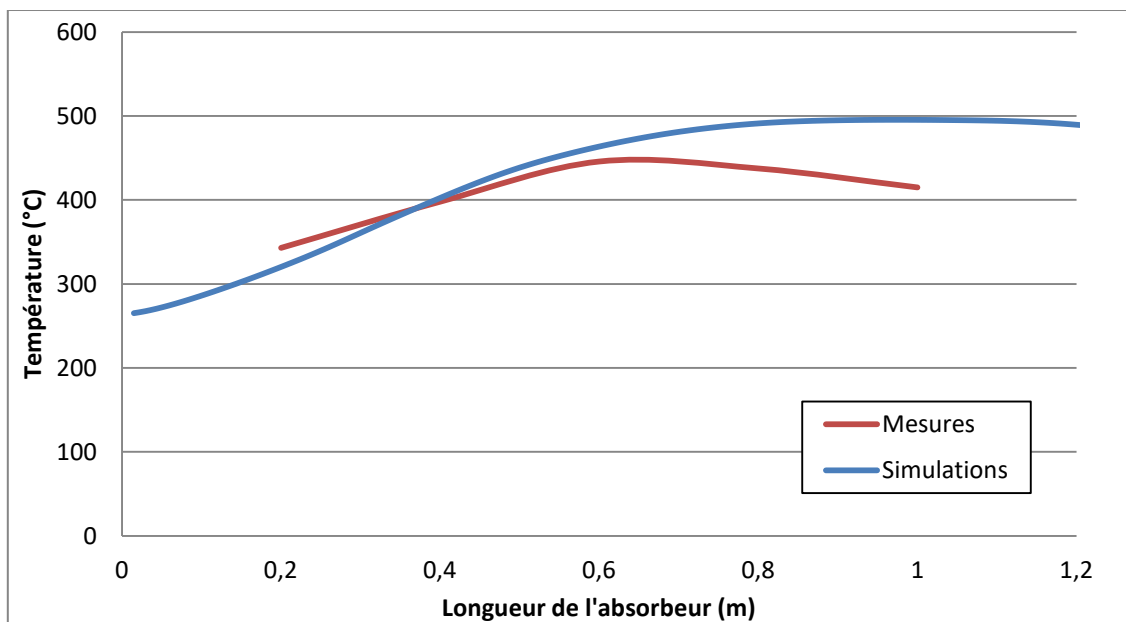


Figure 116 – Comparaison des profils de température simulés et mesurés du carbure de silicium en face arrière pour un cas réalisé sous un flux de 27,2kW

Dans ce cas également nous rencontrons à la fois, une différence de niveau de température de la surface isolée entre simulation et expérimentation, et également une différence au niveau de la distribution de température. Cette fois-ci cependant, le niveau de température semble être quelque peu

au deçà des attentes. Une fois encore, des interrogations apparaissent quant à la fiabilité de la distribution du flux imposé, de nos hypothèses de calcul et des propriétés du matériau.

## 6.3 Déformations de l'absorbeur

Nous avons également confronté les valeurs des déformations mesurées lors des expérimentations aux valeurs des déformations attendues numériquement. Comme il a déjà été évoqué (chapitre 5), elles sont en deçà des valeurs simulées, de l'ordre de 35 à 50% selon les cas (Figure 117). Lors de l'utilisation expérimentale du flux solaire le plus élevé, l'élongation relevée est de 3,6mm. Dans un même temps et sous les mêmes conditions de travail les calculs prévoient 6,7mm (2,6mm contre 3,9mm pour la flèche).

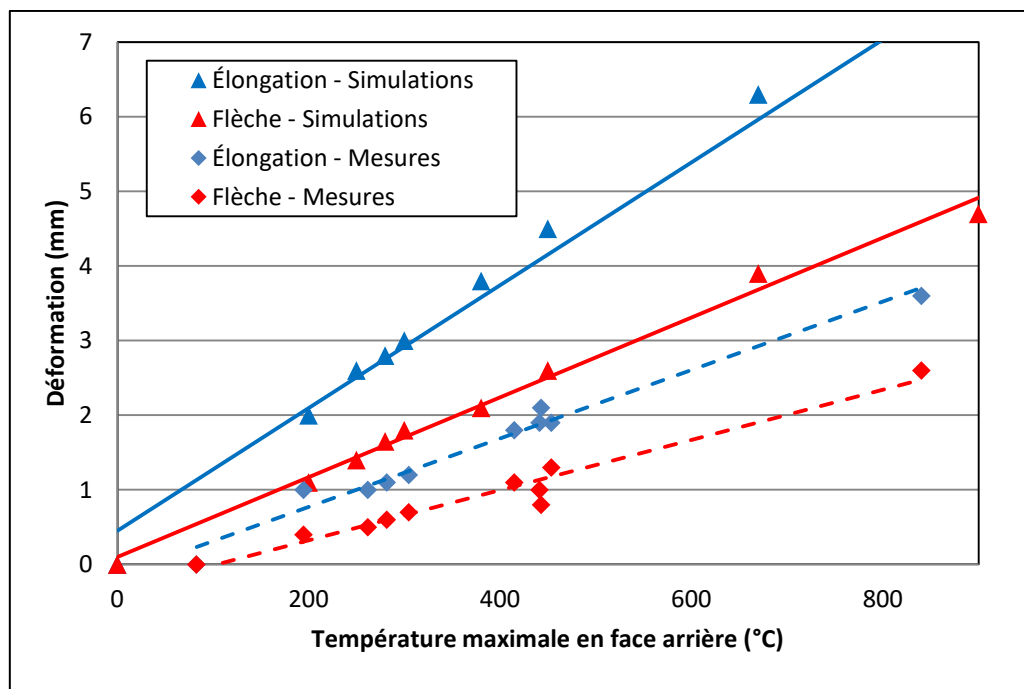


Figure 117 – Comparaison des déformations simulées et mesurées

Notre hypothèse était alors que les libertés accordées au module dans le but de le laisser se déformer librement étaient trop contraintes par les connectiques qui y étaient raccordées. Même soulagées au maximum de leurs poids, les connectiques compriment l'absorbeur.

### 6.3.1 Hypothèse des sur-contraintes sur le module

Nous avons donc simulé ces contraintes en les incluant dans la simulation sous forme d'une pression appliquée de part et d'autre de l'absorbeur. Ces pressions sont appliquées uniformément et de manière normale aux surfaces latérales d'entrée et de sortie de l'absorbeur. Leurs surfaces sont de  $4,4465 \cdot 10^{-3} \text{m}^2$  chacune. Nous avons donc fait varier ces pressions afin d'estimer leurs influences sur les déformations du module et de déterminer si elles pouvaient être à l'origine des différences de déformations observées.

Nous nous sommes replacés dans le cas expérimental du plus haut flux. Le champ thermique utilisé tout au long de l'étude est identique puisque les apports internes de chaleur générés par les déformations sont considérés négligeables devant l'apport de chaleur par le flux solaire incident. Les résultats sont présentés dans le Tableau 13.



Pression (Bar)	Force correspondante (N)	Masse équivalente (kg)	Contrainte (MPa)	Flèche (mm)	Elongation (mm)
0	0	0	149,9	3,89	6,74
1	445	45	149,7	3,89	6,74
5	2223	227	148,8	3,87	6,73
15	6670	680	146,5	3,81	6,71
25	11116	1133	144,2	3,75	6,68
50	22233	2266	138,5	3,61	6,63
60	26679	2720	136,2	3,55	6,60
65	28902	2946	135,0	3,52	6,59
70	31126	3173	140,1	3,50	6,58
75	33349	3399	149,0	3,47	6,57
100	44465	4533	193,5	3,32	6,51

Tableau 13 – Déformations de l'absorbeur soumis à haut flux en fonction des sur-contraintes appliquées

On constate que même après avoir appliqué des forces importantes, l'élongation du module n'est que faiblement impactée. Elle n'est réduite que de 0,2mm après une application de 44465N de part et d'autre (Tableau 13 - Figure 118) contre une différence relevée entre simulation et expérimentation de 3,1mm. De plus, si de telles forces peuvent être rencontrées pour un module très fortement voire complètement contraint, elles sont totalement fantasmagoriques pour notre cas expérimental où elles ne devraient pas excéder les 500N. L'hypothèse concernant l'origine de ces différences de déformation n'est donc pas valide.

Autre fait à noter, les contraintes de tractions maximales subies par le module absorbeur se réduisent lorsqu'on le comprime. Cela s'explique facilement par le fait qu'en comprimant le module et donc en réduisant la dilatation de la face avant, les tractions sur la face arrière sont amoindries. Il existe toutefois une limite au-delà de laquelle des contraintes localisées apparaissent et augmentent au niveau des congés de l'absorbeur (Figure 118) et présentent un risque nouveau pour le module.

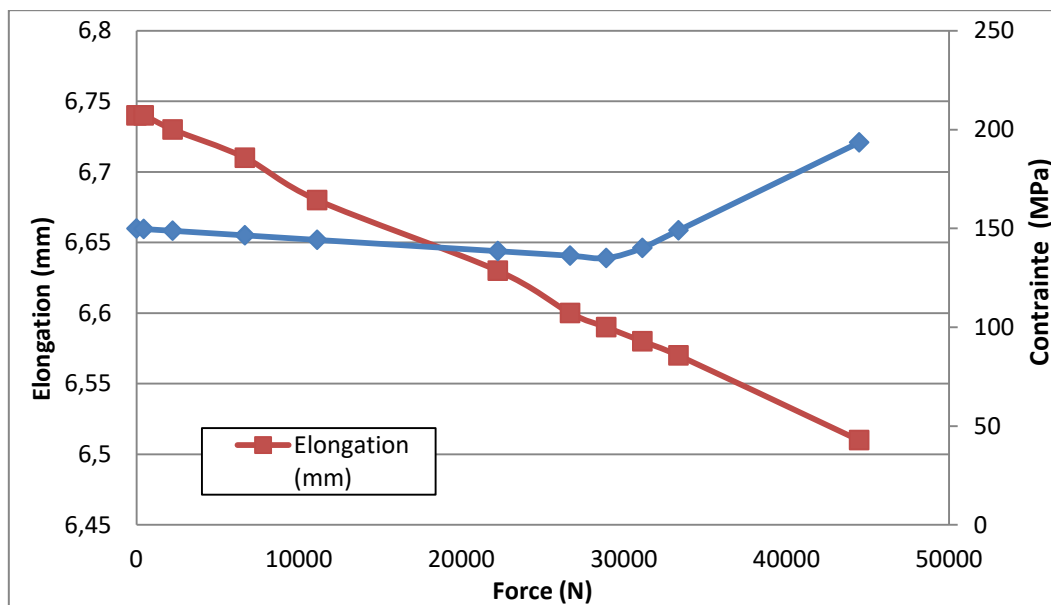


Figure 118 – Évolution de l'élongation du module absorbeur et des contraintes subies en fonction des forces extérieures qui lui sont appliquées

Laisser un maximum de liberté au module n'est donc pas nécessaire et n'est d'ailleurs pas optimal. On s'aperçoit que notre système de fixation et de maintien de l'absorbeur peut être plus contraignant pour le module, ce qui présage une facilité de développement et de mise en place par rapport au système utilisé lors de nos expérimentations.

### 6.3.2 Hypothèse sur les propriétés du matériau

Notre hypothèse sur les forces extérieures n'étant pas valide, nous nous sommes questionnés sur les valeurs des propriétés du matériau et notamment sur la précision de ces valeurs. Concernant le coefficient de dilatation, nous avons utilisé depuis le début de nos travaux une valeur de  $6,6 \cdot 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$ , coefficient utilisé par (Capeillère, et al., 2014) et la société Nimitech qui réalisait les simulations thermomécaniques de l'absorbeur avant leur internalisation au sein du laboratoire. Il s'avère que la société BOOSTEC a récemment émis de nouvelles informations concernant sa céramique et que le coefficient de dilatation est inférieur à celui utilisé (MERSEN BOOSTEC, 2016). De plus, si on regarde des travaux antérieurs également reliés à l'utilisation du carbure de silicium de BOOSTEC (Boniface, 2010) (Colleoni, 2013), on s'aperçoit que les valeurs sont encore différentes et inférieures. Les données connues sont répertoriées dans le Tableau 14.

Coefficient de dilatation thermique ( $10^{-6}/^{\circ}\text{C}$ )	2014 (Capeillère - Nimitech)	2016 (Nouvelles données - BOOSTEC)	2010 (Boniface - Coleoni)	Mesures expérimentales
20 - 500°C		4,8	4	
20 - 1000°C	6,6	6	4,6	
20 - 1400°C			5,2	
$\sigma_{max}$ (MPa)	149,9	159,6	116,0	-
Elongation (mm)	6,7	5,1	4,5	3,6
Flèche (mm)	3,9	4,1	3,0	2,6

Tableau 14 – Contraintes et déformations du module absorbeur en fonction des coefficients de dilatation utilisés

En effectuant de nouvelles simulations avec ces coefficients de dilatation, on se rend vite compte que les déformations sont, comme on pouvait s'y attendre, très grandement impactées par ce paramètre (variation relative jusqu'à 32%). Des résultats numériques beaucoup plus proches des mesures expérimentales sont obtenus avec le coefficient de dilatation le plus faible (Tableau 14). Les différences numérique/expérience, peuvent à elles seules être expliquées par une connaissance insuffisante de notre matériau. Il s'agit d'une chose dont nous nous sommes aperçus tardivement puisque que nous pensions que les valeurs les plus récentes étaient fiables.

Il nous faut impérativement mieux connaître notre matériau si nous voulons effectuer des analyses plus poussées et prédire au mieux son comportement pour un dimensionnement fiable. En effet les contraintes subies sont le fait direct des déformations et donc tout autant impactées par le coefficient de dilatation.

Nous avons décidé d'effectuer quelques simulations supplémentaires combinant à la fois l'utilisation d'un coefficient de dilatation plus faible et l'introduction de sur-contraintes sur l'absorbeur afin de voir si ces dernières avaient alors d'avantage d'influence. Les résultats présentés dans le Tableau 15 laissent à penser que ce n'est pas le cas et que contraindre le module dans une certaine limite semble améliorer son comportement thermomécanique.

Pression latérale	Force correspondante	Masse équivalente	Sigma	Elongation	Flèche
(Bar)	(N)	(kg)	Mpa	(mm)	(mm)
0	0	0	116,0	4,5	3
10	4446	454	113,9	4,45	2,98
25	11116	1133	110,3	4,41	2,89
50	22233	2266	104,6	4,35	2,75
70	31126	3173	137,1	4,3	2,64

Tableau 15 - Déformations de l'absorbeur soumis à haut flux en fonction des sur-contraintes appliquées  
Coefficient de dilatation diminué à  $4.10^{-6}$  (20-500°C) et  $4,6.10^{-6}$  (20-1000°C)

## 6.4 Conclusion sur les comparaisons simulations numériques/expérimentations

Au cours de ce chapitre, nous avons cherché à valider notre méthode de calcul et donc de dimensionnement des absorbeurs solaires surfaciques en céramique. A cette fin, nous avons cherché à comparer les résultats expérimentaux thermiques et mécaniques à des résultats de simulations réalisées pour les mêmes conditions de travail. Il en ressort une bonne cohérence globale même si plusieurs interrogations sont ressorties pour lesquelles nous avons émis plusieurs hypothèses.

Les comparaisons thermiques montrent de légères différences pour les niveaux et les distributions de températures. Nous avons montré que ces différences peuvent être imputées à une mauvaise estimation du flux sans pouvoir déterminer si cela en était réellement la cause et/ou si d'autres paramètres entraient en jeu. Par exemple, les conditions limites choisies telles que l'intensité des pertes à l'ambient ou les propriétés du matériau.

Concernant les déformations simulées, on a constaté que leurs valeurs étaient largement supérieures aux mesures (35 à 50%). Nous avons tenté d'expliquer ces différences en émettant l'hypothèse que cela été dû à la non prise en compte des sur-contraintes sur l'absorbeur (fixations et maintien dans le volume focal). Il s'est avéré que cette hypothèse n'était pas valide. L'étude menée en ce sens a par contre permis de montrer que, dans une certaine mesure, ces sur-contraintes pouvaient être bénéfiques pour la survie de l'absorbeur. Cela laisse présager des simplicités de mise en œuvre par rapport à ce que nous avons expérimenté à Thémis. Par la suite, il a été mis en évidence que nos connaissances du matériau ne sont pas aussi précises que nous le pensions et la mauvaise prise en compte du coefficient de dilatation du carbure de silicium peut expliquer les différences obtenues entre calculs et observations. Les propriétés du SiC doivent impérativement être mieux connues si l'on souhaite effectuer des dimensionnements et des prédictions précises du comportement thermomécanique.

## 6.5 Bibliographie

Boniface, B., 2010. *Modélisation thermo-mécanique et fiabilité des échangeurs réacteurs en carbure de silicium*. Toulouse, France: Université de Toulouse.

Capaillère, J., Toutant, A., Olalde, G. & Boubault, A., 2014. Thermomechanical behavior of a plate ceramic solar receiver irradiated by concentrated sunlight. *Solar Rnergy*, Issue 110, pp. 174-187.

Colleoni, A., 2013. *Intensification des transferts de chaleur en régime turbulent pour le développement d'un récepteur solaire surfacique à haute température en céramique*, Thèse. s.l.:UPVD, Perpignan, France.

Colleoni, A., Toutant, A. & Olalde, G., 2014. Simulation of an innovative internal design of plate solar receiver: Comparison between RANS and LES results. *Solar Energy*, Issue 105, pp. 732-741.

Colleoni, A., Toutant, A., Olalde, G. & Foucaut, J.-M., 2013. Optimization of winglet vortex generators combined with riblets for wall/fluid heat exchange enhancement. *Applied Thermal Engineering*, Issue 50, pp. 1092-1100.

Grange, B., 2012. *Modélisation et dimensionnement d'un récepteur solaire à air pressurisé pour le projet PEGASE*. Perpignan: s.n.

Manglik, R. & Bergles, A., 1992. Heat transfer and pressure drop correlations for twisted-tape inserts in isothermal tubes: Part II - Transition and turbulent flows. *ASME*.

MERSEN BOOSTEC, 2016. *Carbure de Silicium fritté*. [En ligne] Available at: <https://www.mersen.com/produits/solutions-et-materiaux-avances-pour-hautes-temperatures/produits-en-carbure-de-silicium-fritte.html> [Accès le 2016].

Vrinat, M., 2010. *Contribution au développement d'un absorbeur surfacique à air pressurisé haute température pour centrale solaire à concentration à tour*. Perpignan: s.n.

## 7 Intégration de l'absorbeur à un récepteur solaire haute température

Même si nous avons vu que les absorbeurs céramiques ont un véritable potentiel, leur fragilité peut inciter à limiter leurs utilisations. Un récepteur surfacique multi-étagé peut alors être envisagé (Figure 119). Ainsi, les étages à « faible température » (matériau en deçà 1000°C) peuvent être constitués de matériaux plus conventionnels et plus robustes mécaniquement, type métaux réfractaires. Ils serviront de « préchauffe » pour amener l'air aux alentours des 700-800°C sans pouvoir aller au-delà pour des problèmes liés à la tenue en température. Les absorbeurs céramiques situés en série et constituant un étage plus haute température, assurent ensuite le reste de la chauffe (air à 1000°C ou plus).

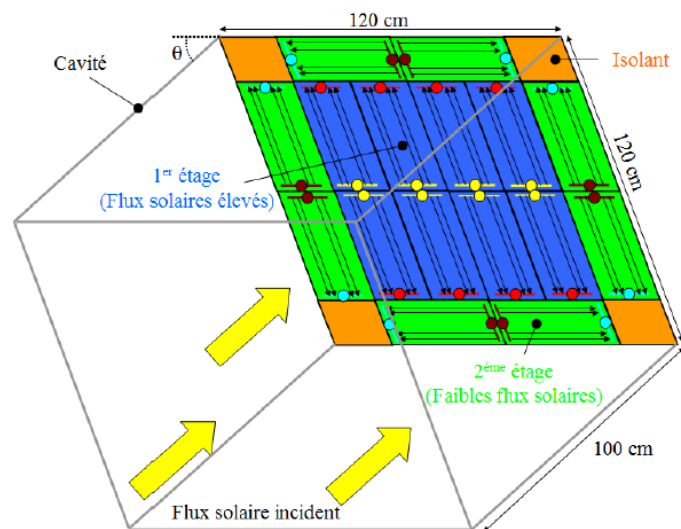


Figure 119 – Proposition pour un récepteur surfacique complet à échelle pilote – 1,2m x 1,2m (Grange, 2012)

Ainsi, nous exposons ici les résultats d'investigations qui ont été menées sur des absorbeurs métalliques qui pourront faire office de premier étage d'un récepteur surfacique très haute température pour air pressurisé. Ces absorbeurs ont également été envisagés en tant que modules. Les optimisations visant à réduire les problèmes mécaniques étant moins exigeantes pour un module métallique que pour un module céramique, nous avons considéré la géométrie initialement envisagée (Figure 120). Les canaux de ces absorbeurs utilisent la technologie d'intensification des échanges thermiques « actuators/riblets » (Colleoni, et al., 2014) (Figure 121) qui a démontré ses performances thermiques tout en limitant les pertes de charges, point important lorsque l'on travaille avec un fluide pressurisé. Ces travaux ont principalement été menés dans le cadre du co-encadrement du stage de fin d'étude de Julien Naffréchoux.

### 7.1 Présentation de l'étude

Afin de confirmer l'intérêt de cette technologie, les modules ont été comparés à une autre technologie d'absorbeur surfacique qui a été étudiée au laboratoire (Vrinat, 2010) (Grange, 2012). Ce module absorbeur est une matrice de cuivre parcourue d'un réseau tubulaire (Figure 123). Le cuivre a été choisi pour assurer de bons échanges thermiques dans le volume et homogénéiser la température limitant ainsi les contraintes thermomécaniques. Les parois des tubes et l'enveloppe des absorbeurs sont en alliage base nickel afin d'éviter les problèmes d'oxydation et d'assurer une bonne tenue

mécanique. La liaison cuivre-alliage base nickel est un des problèmes rencontrés pour cette technologie. Le procédé, compression isostatique à chaud, entraîne des complications de fabrication et des coûts supplémentaires. Des inserts hélicoïdaux sont présents dans les tubes afin d'intensifier les échanges thermiques (Figure 122). Le nombre et le diamètre des tubes ont été sélectionnés afin de limiter les pertes de charges relativement importantes pour cette technologie.

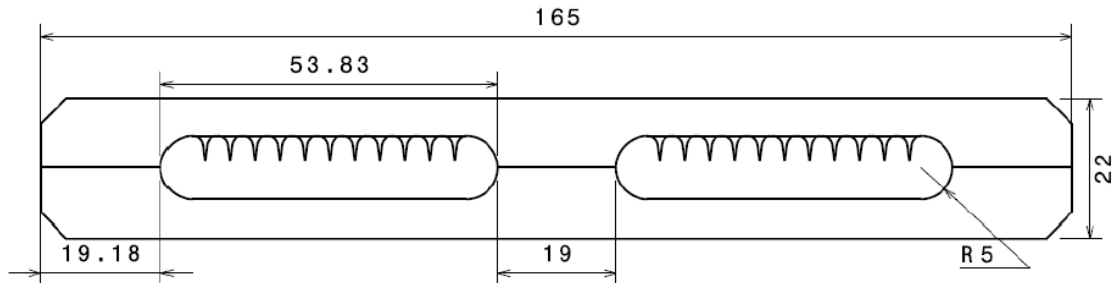


Figure 120 – Section de la géométrie initiale du module absorbeur « actuateur-riblets » avant prise en compte des optimisations nécessaires à la survie de module céramique

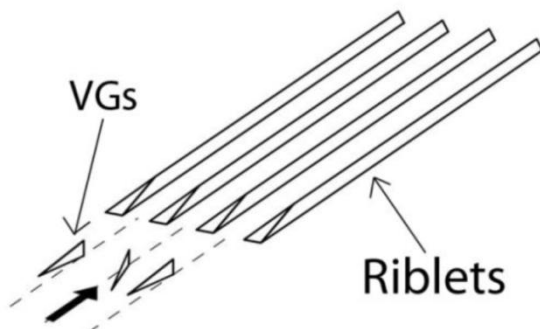


Figure 121 – Texturations pariétales « actuateurs/riblets » utilisées afin d'augmenter les échanges thermiques solide-fluide

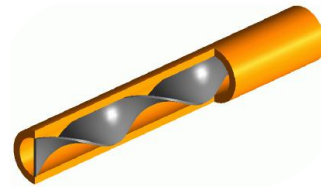


Figure 122 – Insert tubulaire visant à augmenter les échanges thermiques solide-fluide

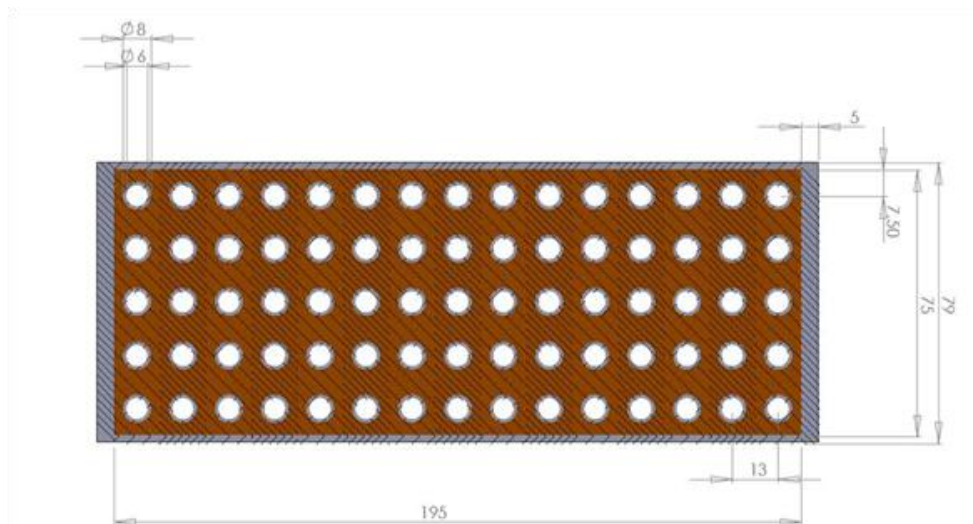


Figure 123 – Vue en coupe de la technologie à réseau tubulaire

Ainsi, et pour comparer les deux technologies, on travaille avec les critères suivants. On alimente en air pressurisé à 8bar et 350°C un récepteur de dimension 1,2m x 1,2m (Figure 119). L'objectif est de produire de l'air à 700°C ou plus pour des pertes de charges maximales de 300mBar. Compte tenu des matériaux utilisés, les températures de paroi devront être inférieures à 900°C. L'influence du débit massique d'air et de l'intensité du flux solaire incident sera étudiée sur des étendues allant

respectivement de 0,8kg/s à 2kg/s et de 150kW/m<sup>2</sup> à 500kW/m<sup>2</sup>. Le débit du récepteur sera réparti équitablement entre les différents modules. Le flux solaire sera considéré comme uniformément réparti sur la surface des modules absorbeurs. Le code de calcul DIRSOL (présenté dans la section 2.2.2) a été utilisé pour les simulations. Il a été adapté pour pouvoir prendre en compte les pertes de charges des absorbeurs et la technologie tubulaire.

## 7.2 Résultats pour la technologie à réseau tubulaire

Pour le récepteur utilisant la technologie tubulaire, 18 modules sont utilisés. On considère l'alimentation en air des modules en parallèle. Pour adapter le code au cas de l'absorbeur à réseau tubulaire, nous avons introduit un nombre de Nusselt projeté, c'est-à-dire un nombre de Nusselt où le coefficient d'échange convectif (h) est rapporté à la surface éclairée de l'absorbeur. La corrélation utilisée a été obtenue à partir de résultats expérimentaux de (Vrinat, 2010).

$$Nu_{projeté} = 1,971Re^{0,487}Pr^{1/3}$$

Nous avons ensuite utilisé DIRSOL dans les configurations des expérimentations de (Vrinat, 2010) et (Grange, 2012). Les comparaisons des résultats simulés et expérimentaux nous ont conforté dans la validité de notre adaptation du code DIRSOL à cette configuration (Figure 124 - Figure 125). Les écarts relatifs sont inférieurs à 5%.

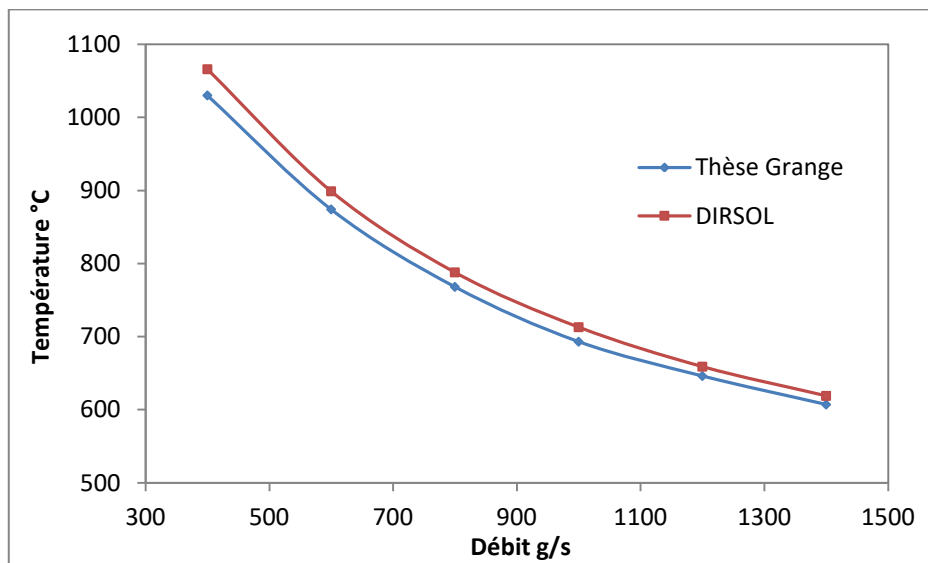


Figure 124 – Température de l'air en sortie de l'absorbeur – Comparaison des résultats expérimentaux et des résultats de simulation sous DIRSOL

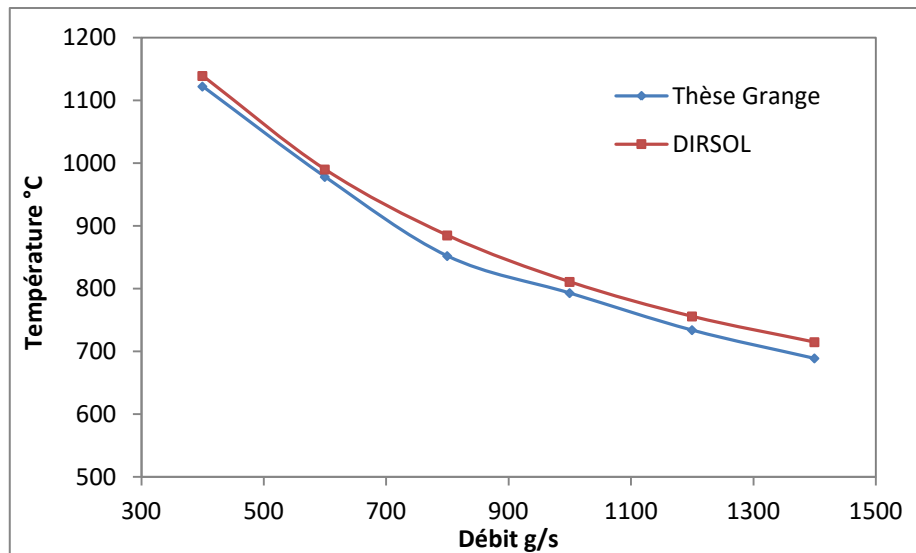


Figure 125 – Température maximale de la paroi irradiée de l’absorbeur – Comparaison des résultats expérimentaux et des résultats de simulation sous DIRSOL

Le coefficient de frottement permettant de calculer les pertes de charges est calculé à partir d’une corrélation proposée pour des géométries de tube à inserts hélicoïdaux (Manglik & Bergles, 1992).

En faisant varier nos paramètres de contrôle, nous avons tout d’abord obtenu un domaine dans lequel le récepteur est susceptible de fonctionner (Figure 126). La zone en rouge du graphique représente des conditions de fonctionnement non acceptables car entraînant une température de paroi de l’absorbeur et/ou des pertes de charges trop importantes. La zone orange représente des conditions de fonctionnement sans risques pour l’absorbeur avec des pertes de charges acceptables mais où la température de sortie d’air n’atteint pas les 700°C souhaités. La zone verte présente les conditions de fonctionnement où les garde-fous sont respectés et l’objectif de chauffe est atteint.

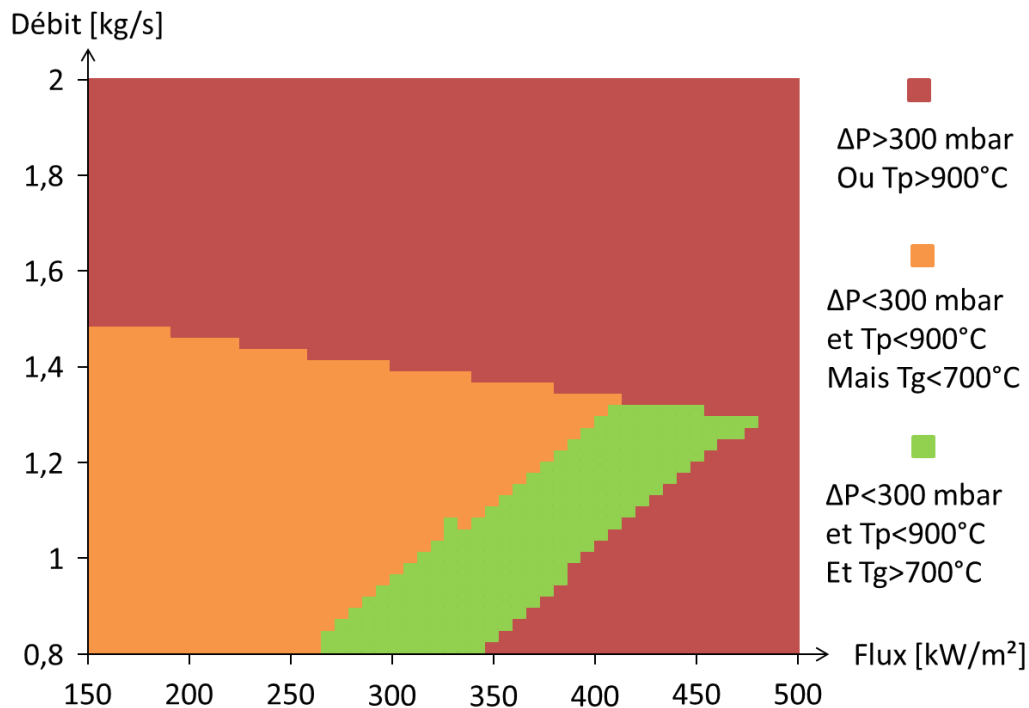


Figure 126 – Domaine de fonctionnement après simulations sous DIRSOL pour le récepteur constitué de modules absorbeurs à réseau tubulaire



Ainsi, le débit utilisable pour ce récepteur est de 1,4kg/s ou moins, les pertes de charges étant trop importantes au-delà. En fonction de ce débit, le flux peut aller de 260kW/m<sup>2</sup> à 475kW/m<sup>2</sup>.

Le point de fonctionnement qualifié d'optimal, c'est-à-dire pour lequel la puissance transférée au fluide est maximale, correspond à un débit massique de 1,28kg/s pour un flux de 479kW/m<sup>2</sup>. Cette puissance est alors de 576kW pour un rendement thermique de 83,6%.

Augmenter la longueur des absorbeurs à réseau tubulaire pour augmenter la température de fluide semble compliqué puisque cela augmenterait les pertes de charge qui sont déjà le paramètre limitant lors de cette étude.

### 7.3 Résultats pour la technologie « actuateurs-riblets »

Au même titre que pour la technologie à réseau tubulaire, nous avons pu déterminer un domaine de fonctionnement pour des absorbeurs « actuateurs-riblets » (AR) de 1,2m de longueur active (Figure 127).

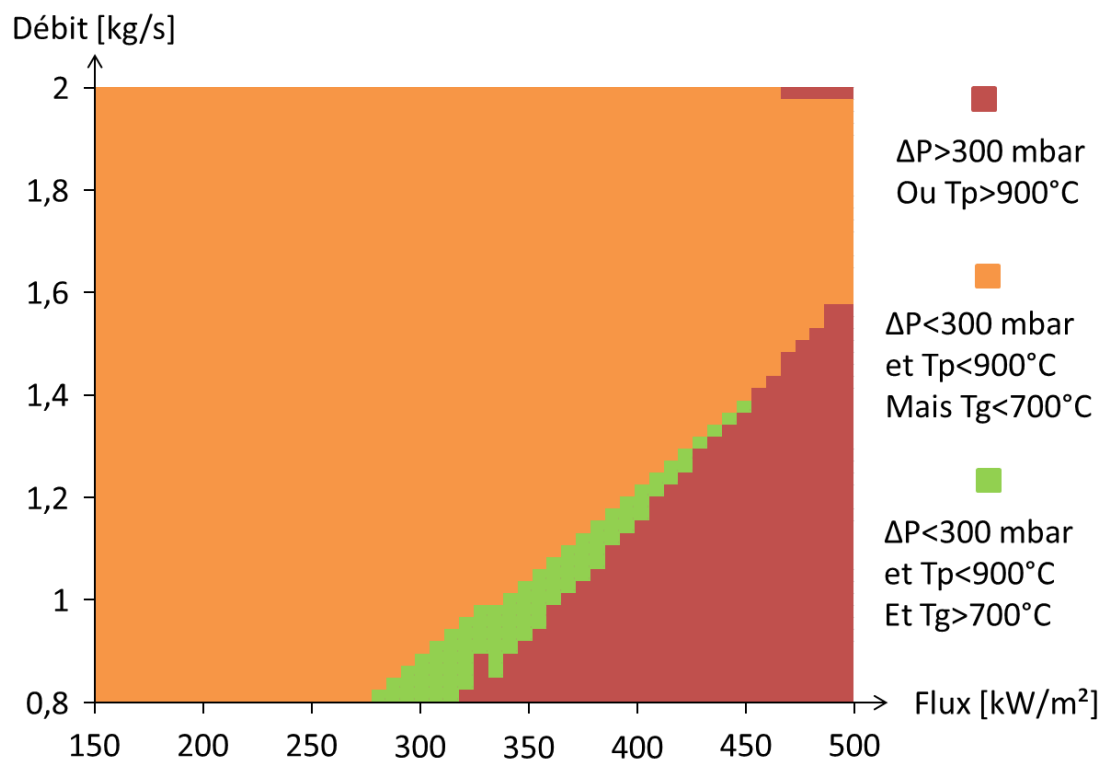


Figure 127 – Domaine de fonctionnement après simulations sous DIRSOL pour le récepteur constitué de modules absorbeurs actuateurs-riblets de 1,2m de longueur active

Ici, la zone où toutes les conditions souhaitées sont atteintes (en vert) est relativement réduite. Notons que le point de fonctionnement optimal pour cette configuration est atteint pour un débit de 1,376kg/s et un flux de 451kW/m<sup>2</sup>. La puissance transmise au fluide est de 517kW pour rendement thermique de 79,7%.

On constate que la zone où les conditions de fonctionnement sont rédhibitoires (zone rouge) est également beaucoup plus réduite que pour la technologie à réseau tubulaire. Cela est dû au fait que cette technologie génère des pertes de charges bien moindres (un rapport d'environ deux). Le paramètre limitant est ici la température de paroi supérieure à 900°C (zone rouge). Cela signifie qu'une large combinaison de paramètres ne permet pas d'atteindre les 700°C souhaités mais ne

présente cependant pas de risque pour les modules absorbeurs (zone orange). Il y a là le potentiel d'augmenter la longueur des absorbeurs pour augmenter la température d'air en sortie. Les pertes de charge augmenteront dans le même temps mais nous avons une grande marge avant que ce critère de sélection dépasse la limite fixée.

Suite à ce constat, nous avons donc augmenté la longueur des absorbeurs et réalisé d'autres simulations pour ces nouvelles conditions. Afin de conserver une surface absorbante de 1,44m<sup>2</sup> et donc de pouvoir comparer à la technologie à réseau tubulaire, la largeur du récepteur a été diminuée en conséquence. Il s'agit donc d'absorbeurs de 1,4m de longueur active disposés sur 1,03m de largeur. Le domaine de fonctionnement en a été modifié comme présenté par la Figure 128.

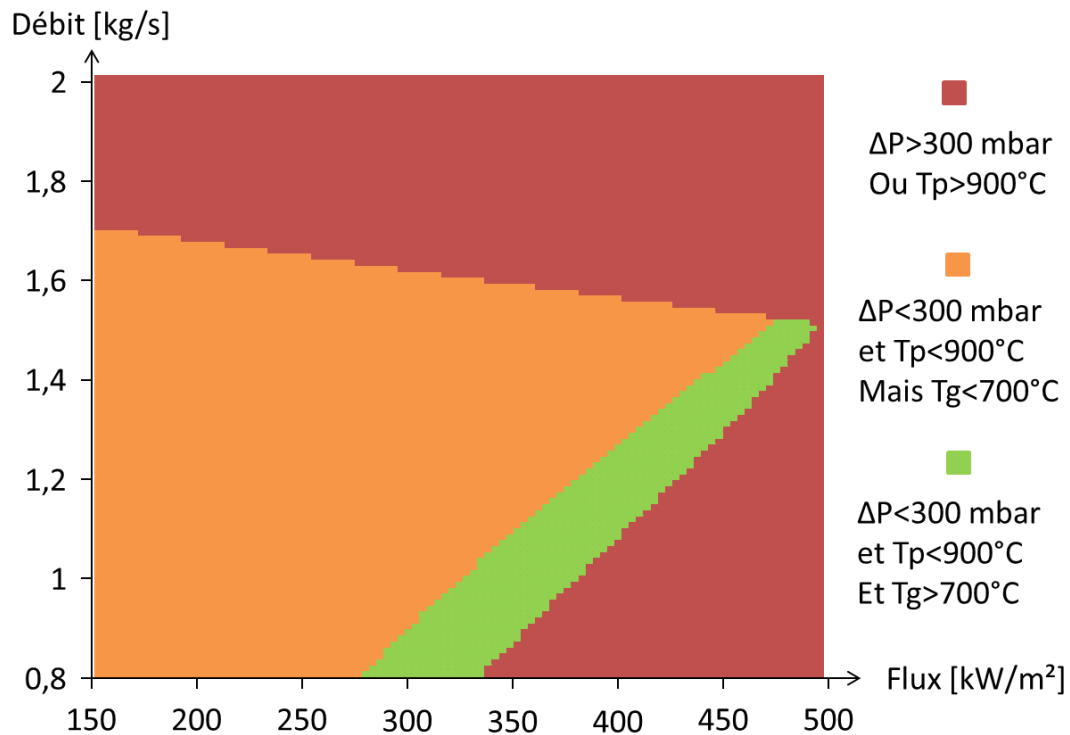


Figure 128 – Domaine de fonctionnement après simulations sous DIRSOL pour le récepteur constitué de modules absorbeurs actuateurs-riblets de 1,4m de longueur active

On observe immédiatement la proscription des débits au-delà de 1,7kg/s, les pertes de charges étant désormais trop importantes au-delà de cette limite de par l'augmentation de la longueur de l'absorbeur. La zone où toutes les conditions de fonctionnement sont remplies a cependant été augmentée. Le point de fonctionnement optimal permet d'atteindre une puissance transférée au fluide de 577kW pour un débit de 1,496kg/s et un flux de 486 kW/m<sup>2</sup>. Les performances sont ainsi améliorées du fait de cette petite augmentation de longueur puisque le rendement thermique atteint 82,5%.

Fort de ces résultats, nous avons poursuivi nos investigations et continué d'accroître la longueur des modules « actuateurs-riblets ». Ainsi, des modules de 1,6m sont disposés sur 0,9m de largeur pour conserver la surface de 1,44m<sup>2</sup>. La nouvelle plage de fonctionnement de ce récepteur est présentée sur la Figure 129.

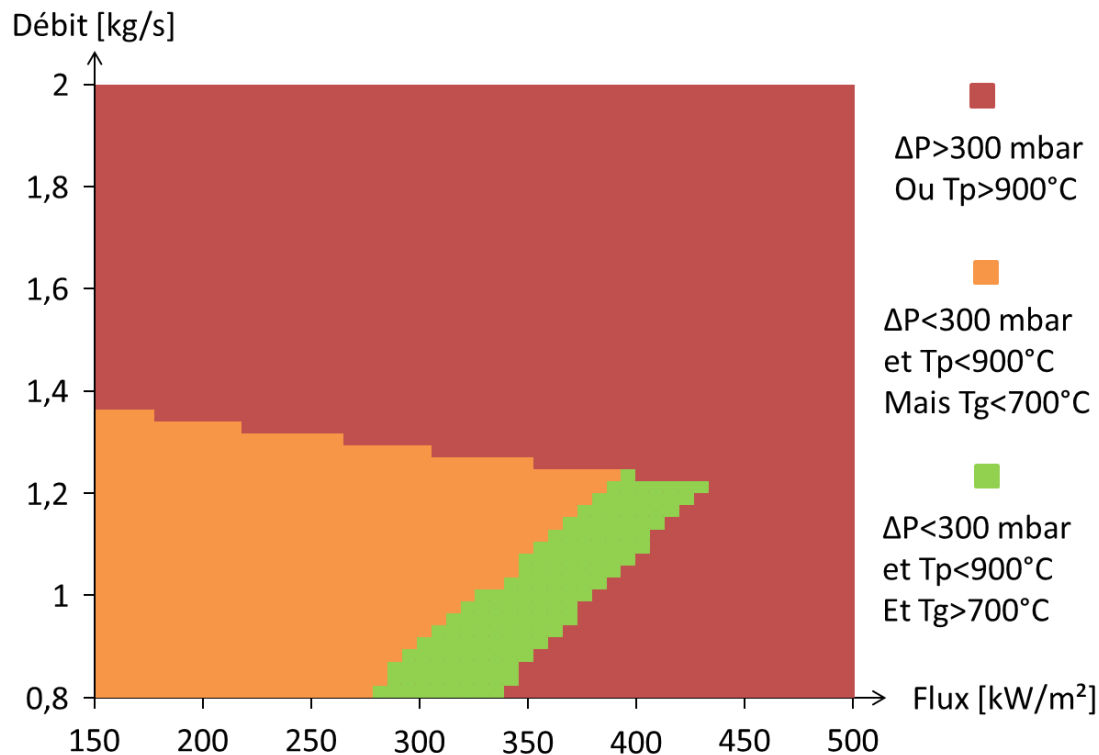


Figure 129 – Domaine de fonctionnement après simulations sous DIRSOL pour le récepteur constitué de modules absorbeurs actuateurs-riblets de 1,6m de longueur active

La plage de fonctionnement admissible est ici inférieure au cas des absorbeurs de 1,4m, faute étant due à l'importance prise par les pertes de charges. La puissance maximale récupérée est réduite à 501kW sous 430kW et 1,208kg/s. Soit un rendement thermique de 80,9%. Nous observons ici le contrecoup de l'augmentation de la longueur de l'absorbeur et concluons qu'un optimal peut être trouvé afin de maximiser la puissance thermique récupérée par le fluide.

Cette longueur a été calculée et estimé à 1,3m. On a alors une puissance récupérée de 604 kW pour un rendement de 80,5% sous un flux de 521 kW/m<sup>2</sup> et un débit de 1,592 kg/s. Cette configuration est la configuration optimale pour cette technologie. Ce n'est pas celle offrant le meilleur rendement thermique mais la puissance thermique extraite y est la plus importante (Tableau 16).

Configuration	Débit optimal (kg/s)	Flux optimal (kW/m <sup>2</sup> )	Puissance récupérée sur l'air (kW)	Rendement thermique
AR 1,2m	1,376	451	517	79,7%
AR 1,3m	1,592	521	604	80,5%
AR 1,4m	1,496	486	577	82,5%
AR 1,6m	1,208	430	501	80,9%
Réseau tubulaire	1,280	479	576	83,6

Tableau 16 – Récapitulatif des résultats obtenus pour les points de fonctionnement optimaux des différentes technologies

## 7.4 Comparaison des deux technologies

Si on compare les deux technologies pour un même débit et un même flux, la technologie à réseau tubulaire semble plus avantageuse puisque l'on obtient systématiquement des températures de sortie d'air et un rendement thermique plus importants (Figure 130).

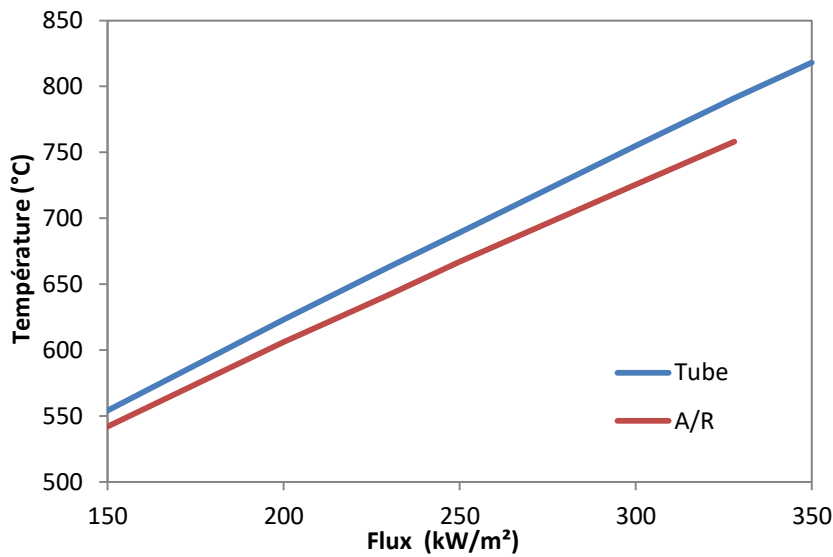


Figure 130 – Température de sortie d’air des modules absorbeurs en fonction du flux solaire incident pour un débit massique de 0,8kg/s

Ce serait toutefois oublier un aspect majeur du problème, à savoir les pertes de charges. En effet, pour pouvoir utiliser un cycle thermodynamique type Brayton-Joules, la technique nous oblige à avoir un certain niveau de pression et donc à limiter les pertes de charges dans notre circuit, y compris dans le récepteur. La nécessité de limiter ces pertes de charges permet à la technologie actuateur-riblet de travailler dans des conditions proscrites pour la technologie à réseau tubulaire et ainsi de récupérer une puissance thermique plus importante.

La puissance effective de la turbine est fonction de la puissance thermique récupérée et de la perte de pression subie par le fluide. Elle peut être exprimée ainsi :

$$P_{effective} = P_{thermique} \eta_{turbine} - \Delta p \frac{\dot{m}}{\rho} \eta_{compresseur}$$

On constate donc que le rendement global de la technologie tubulaire reste légèrement plus important que ceux rencontrés pour les différentes configurations de la technologie Actuateurs-Riblets (Tableau 17), et ce, malgré des pertes de charges plus importantes qui nécessitent donc une plus grande puissance à fournir au compresseur. Pour exemple, les pertes de charges de la technologie à réseau tubulaire sont de 141mBar contre 65mBar sous 328kW/m² et 0,8kg/s. Les 3kW à fournir au compresseur sont donc quasi-négligeables devant les 483kW produits par la turbine.

Configuration	Débit optimal (kg/s)	Flux optimal (kW/m²)	Puissance récupérée sur l’air (kW)	Rendement thermique	Puissance effective (kW)	Rendement global
AR 1,2m	1,376	451	517	79,7%	436	67,2%
AR 1,3m	1,592	521	604	80,5%	507	67,6%
AR 1,4m	1,496	486	577	82,5%	484	69,2%
AR 1,6m	1,208	430	501	80,9%	421	67,9%
Réseau tubulaire	1,280	479	576	83,6	483	70,0%

Tableau 17 – Puissance effective et rendements globaux pour les points de fonctionnement optimaux des différentes technologies

Sans surprise, la technologie actuateurs-riblets permet une plus grande production pour la turbine de par la puissance thermique récupérée plus importante.

## **7.5 Conclusion sur la viabilité des absorbeurs métalliques en complétion des absorbeurs céramiques pour l'obtention d'un récepteur haute température complet**

Si aux cours de nos travaux nous avons montré le potentiel des absorbeurs solaires céramiques, leur fragilité peut inciter à limiter leur utilisation là où ils sont nécessaires, aux très hautes températures (air à 1000°C ou plus). Des absorbeurs métalliques, plus robustes, sont alors chargés de préchauffer l'air au sein d'un récepteur multi-étagé. Nous avons donc prospecté afin de déterminer si notre technologie pouvait efficacement se prêter à des niveaux de température et de flux plus faibles (préchauffage de l'air à 700°C).

La technologie de module actuateurs-riblets a été comparée à une technologie déjà existante : celle d'un récepteur surfacique qui consiste en un réseau tubulaire baignant dans une matrice de cuivre. Sous conditions opératoires identiques, les modules actuateurs-riblets offrent des rendements légèrement inférieurs. Cependant, leurs faibles pertes de charges leur permettent de travailler dans des conditions inadmissibles pour la technologie tubulaire et donc de fournir une puissance thermique au fluide supérieure. Étant également plus aisés à fabriquer, leur utilisation s'avère prometteuse pour notre application.

Tout indique la possibilité de réaliser un récepteur surfacique complet à grande échelle, vraisemblablement composé de modules absorbeurs métalliques et céramiques, capable de produire de l'air pressurisé à 1000°C.

## 7.6 Bibliographie

Boniface, B., 2010. *Modélisation thermo-mécanique et fiabilité des échangeurs réacteurs en carbure de silicium*. Toulouse, France: Université de Toulouse.

Capaillère, J., Toutant, A., Olalde, G. & Boubault, A., 2014. Thermomechanical behavior of a plate ceramic solar receiver irradiated by concentrated sunlight. *Solar Rnergy*, Issue 110, pp. 174-187.

Colleoni, A., 2013. *Intensification des transferts de chaleur en régime turbulent pour le développement d'un récepteur solaire surfacique à haute température en céramique*, Thèse. s.l.:UPVD, Perpignan, France.

Colleoni, A., Toutant, A. & Olalde, G., 2014. Simulation of an innovative internal design of plate solar receiver: Comparison between RANS and LES results. *Solar Energy*, Issue 105, pp. 732-741.

Colleoni, A., Toutant, A., Olalde, G. & Foucaut, J.-M., 2013. Optimization of winglet vortex generators combined with riblets for wall/fluid heat exchange enhancement. *Applied Thermal Engineering*, Issue 50, pp. 1092-1100.

Grange, B., 2012. *Modélisation et dimensionnement d'un récepteur solaire à air pressurisé pour le projet PEGASE*. Perpignan: s.n.

Manglik, R. & Bergles, A., 1992. Heat transfer and pressure drop correlations for twisted-tape inserts in isothermal tubes: Part II - Transition and turbulent flows. *ASME*.

MERSEN BOOSTEC, 2016. *Carbure de Silicium fritté*. [En ligne] Available at: <https://www.mersen.com/produits/solutions-et-materiaux-avances-pour-hautes-temperatures/produits-en-carbure-de-silicium-fritte.html> [Accès le 2016].

Vrinat, M., 2010. *Contribution au développement d'un absorbeur surfacique à air pressurisé haute température pour centrale solaire à concentration à tour*. Perpignan: s.n.



## CONCLUSIONS GÉNÉRALES ET PERSPECTIVES

Les travaux qui ont été menés dans le cadre de cette thèse sont centrés sur l'étude d'un module absorbeur solaire surfacique en carbure de silicium, et plus particulièrement sur son comportement thermomécanique. Ce module a pour but d'être intégré à un récepteur de centrale solaire à tour et d'assurer la production d'air pressurisé à très haute température pour alimenter des cycles thermodynamiques combinés, type cycle Brayton-Joules suivi d'un cycle de Rankine. Sont visées des températures d'à minima 1000°C et des pressions de 10bar.

Le carbure de silicium a été choisi comme matériau pour plusieurs raisons. Il peut travailler sous air à des températures de 1400°C sans problème d'oxydation important et conserve une bonne conductivité thermique aux hautes températures (40W/m.K à 1000°C). Nous avons utilisé le SiC "BOOSTEC® SiC", société avec laquelle nous avons travaillé sur ce projet. Il s'agit d'un SiC fritté naturel type  $\alpha$ .

Le principal risque pour ces modules céramiques est leur fragilité sous des contraintes de traction. Les contraintes de compression, elles, ne posent pas de problèmes majeurs. Ces contraintes de traction subies par le module sont une conséquence de son irradiation asymétrique. La paroi soumise au flux solaire concentré va présenter des températures plus importantes que les parois non irradiées et donc se dilater davantage. L'ensemble du module étant mécaniquement solidaire, la différence de dilatation va mettre en traction la paroi isolée. Cette fragilité des modules absorbeurs a d'ailleurs été constatée lors de précédents travaux où les aspects thermomécaniques n'avaient pas été pris en compte. Les essais expérimentaux alors réalisés au four solaire d'Odeillo ont causé la destruction d'absorbeurs à échelle pilote laboratoire (400mm x 165mm), incapables d'encaisser les conditions de travail imposées.

Nos travaux ont alors consisté à remédier à ce problème par la prise en compte du comportement thermomécanique afin d'assurer la viabilité de ce type d'absorbeur. L'approche adoptée combine le développement d'outils numériques et des études expérimentales.

A cette fin, nous avons commencé par développer une méthode de simulation qui permette de prédire le comportement thermique couplé au comportement mécanique du module absorbeur. Nous avons mis en place une chaîne de calculs pour simuler la température de l'air circulant à l'intérieur des canaux, les coefficients d'échanges convectifs locaux, le champ thermique du module, les déformations du module et le champ des contraintes. Ces calculs sont effectués à l'aide d'un code développé au sein du laboratoire, le code de calcul DIRSOL (température de l'air et coefficients d'échange) et du logiciel de simulation multi-physiques, ANSYS Mechanical.

Cependant, dans le cas des céramiques, les critères habituellement utilisés (critère de résistance, critère de Von-Mises...) pour déterminer la rupture d'une pièce ou l'apparition de déformations plastiques ne peuvent s'appliquer. Le critère applicable est probabiliste et fonction des imperfections que l'on rencontre à l'intérieur de la céramique (joints de grain, pores résiduels, inclusion...) et qui sont apparues lors de sa fabrication. Ces défauts peuvent être quantifiés par l'utilisation de la loi de Weibull dont la valeur des paramètres est obtenue suite à la réalisation d'essais de caractérisation sur une série d'échantillons de référence. A partir de la connaissance du champ des contraintes subies par une pièce mécanique, il est possible d'obtenir grâce à cette loi ce que l'on nomme "la probabilité de rupture". Comme son nom l'indique, elle traduit la probabilité qu'une contrainte critique active un des défauts à l'intérieur du matériau et entraîne sa destruction. Un script a été développé afin de calculer cette probabilité en fonction du champ des contraintes principales maximales subies par le module.



Étant alors capables de connaître le comportement du module soumis à des conditions de travail définies, nous avons procédé à une optimisation de la géométrie de l'absorbeur céramique et des conditions de fonctionnement qui lui sont appliquées (distribution du flux solaire incident, débit d'air massique, température d'entrée de l'air). Cette optimisation passe par la réduction de la probabilité de rupture quitte à réduire quelque peu ses performances thermiques (puissance thermique transférée au fluide).

Une configuration a été retenue lorsque la probabilité de rupture a été jugée acceptable (0,4%) pour la fabrication et l'expérimentation d'un module absorbeur. Le module en question est un parallélépipède ayant pour dimensions 1280mm de longueur pour 167mm de largeur. Il est constitué de deux coques brasées de 6mm d'épaisseur pour la coque irradiée et 12mm pour la coque isolée. Il est parcouru par quatre canaux d'une hauteur de 10mm pour une largeur de 28mm. La distribution du flux solaire retenu pour l'irradiation est de type "décroissante" (densité de flux plus importante du côté entrée d'air) de 67kW pour une densité maximale de 424kW/m<sup>2</sup>. Il a été montré qu'une distribution de flux type "plateau" (densité de flux homogène le long de l'absorbeur) était également acceptable alors que la distribution « gaussienne » testée, de par ses trop brusques variations d'intensité, s'avérait dangereuse, induisant des probabilités de ruptures 20 fois supérieures. Le débit d'air nominal retenu est de 86g/s avec une température d'entrée de 300°C. Augmenter l'intensité des échanges convectifs (par insertion de générateurs de turbulence, par hausse du débit, par réduction de la température d'entrée de l'air...) amplifie les gradients thermiques à l'intérieur du module et donc accentue les risques mécaniques encourus mais permet de récupérer une puissance thermique plus importante par le fluide de travail. La pression avait été fixée à 7bar pour s'adapter à ce que l'installation permettait de fournir. Le module fabriqué par la société BOOSTEC ne possède pas, pour des raisons de coût de fabrication, de dispositif d'intensification des échanges convectifs comme cela était prévu initialement. De nouvelles simulations, prenant en compte ce fait, ne nous ont pas imposé de modifier nos conditions de tests expérimentaux et indiquent d'ailleurs des probabilités de ruptures légèrement réduites.

Les conditions nominales de fonctionnement étant fixées, nous avons préparé nos expérimentations au foyer mini-Pégase sur le site de Thémis (Targassonne, 66, France). Le foyer est équipé d'une cavité à parois latérales actives permettant de préchauffer l'air alimentant le module. La cavité possède une ouverture de 1,2m x 1,2m pour une profondeur de 1m. Il est prévu de placer l'absorbeur au fond de cette cavité. L'obtention du débit massique et de la pression de l'air à l'intérieur de la cavité est assurée par des compresseurs situés au pied de la tour. En sortie de la cavité, une partie de l'air est prélevée pour être envoyée vers l'absorbeur. Le reste est rejeté à l'atmosphère. La température d'entrée d'air dans la cavité est fixée par un préchauffeur électrique en amont de son alimentation.

La maîtrise de la distribution du flux solaire incident a été plus délicate à obtenir et une campagne expérimentale spécifique de fluxmétrie a été menée dans ce but. Il a fallu définir une stratégie de pointage pour les héliostats afin de reproduire expérimentalement la distribution souhaitée qui avait été fixée par les simulations. Différentes méthodes ont été employées pour estimer la distribution de flux imposée en fond de cavité : mesures ponctuelles par fluxmètre en fond de cavité, utilisation de caméras pour réaliser une imagerie en réflexion dans le plan de l'entrée de la cavité... Finalement, la méthode utilisée, car ayant donné les résultats les plus fiables, consiste à acquérir les distributions individuelles des héliostats avant leur pointage au volume focal. Nous utilisons pour cela un écran au comportement quasi-Lambertien situé en haut de tour et au centre duquel est fixé un fluxmètre. Une caméra acquiert la distribution de l'héliostat et le fluxmètre retourne la valeur du flux au centre de l'écran pour étalonnage. Suite à quoi, la distribution du flux final est reconstituée en prenant en compte la stratégie de pointage des héliostats et la contribution individuelle de chacun. Une distribution expérimentale très similaire à celle souhaitée a pu être obtenue. Lors des expérimentations,

les contributions des héliostats seront dirigées une à une sur le module absorbeur, à la fois pour des raisons techniques, mais également pour éviter d'infliger à l'absorbeur des chocs thermiques trop importants. Nous avons défini l'ordre d'envoi des héliostats pour que chaque distribution de flux imposée soit décroissante ou à minima plateau afin de réduire les risques encourus conformément aux résultats des simulations.

Pour maintenir le module au fond de la cavité, nous avons mis au point un support muni de libertés permettant au module absorbeur de se déformer librement et ainsi d'éviter la génération de contraintes qui viendraient s'ajouter à celles générées par les différences de dilatations du SiC. Nous avons par la suite conclu que cette solution, lourde à mettre en place, n'était pas nécessairement la meilleure mais elle nous aura au moins permis de mesurer les déformations du module par l'utilisation de capteurs de déplacement linéaires. Des mesures de températures sont également effectuées pour le SiC sur la face arrière du module et pour l'air à l'intérieur des canaux.

Le module, son environnement, le contrôle des paramètres imposés au module et l'acquisition ayant été maîtrisés, l'absorbeur a pu être testé sous divers flux jusqu'à une puissance maximale de 48,5kW. L'air a alors atteint une température de 650°C en sortie de l'absorbeur, soit un gain de 300°C. Le rendement thermique est alors de 50% dans cette configuration de module à canaux lisses. La température maximale mesurée sur le module en face arrière est de 840°C. Les déformations mesurées sont alors de 3,6mm pour l'élongation et 2,6mm pour la flèche. De plus, un choc thermique important a été subi lors de cette expérimentation puisque, en raison d'un passage nuageux, toute la puissance solaire a été retirée du module en un laps de temps inférieur à dix secondes. Cet événement nous a rassurés quant à la robustesse du module puisqu'aucun dommage n'a été déploré et nous sommes sortis confiants de l'apport des simulations pour l'optimisation thermomécanique de l'absorbeur. De plus, les performances de l'absorbeur sont encourageantes, malgré l'absence de dispositif d'intensification de transfert.

Nous n'avons pas eu l'occasion de faire varier les conditions de fonctionnement de l'absorbeur, hormis le flux solaire incident, suite à plusieurs problèmes techniques. Le dernier était d'importance puisqu'il s'agissait de la rupture du module, pourtant soumis à des conditions moins sévères que celles qu'il avait déjà rencontrées et supportées. Après reconstruction du module, il s'est avéré que cette rupture était due à une fatigue des brasures solidarissant les deux coques dont la nature et les propriétés diffèrent du corps du module sans que nous soyons actuellement capables de la prendre en compte. Une nouvelle technique de brasure a depuis été mise au point par la société Boostec. Elle devrait supprimer ce problème.

Du point de vue expérimental, la tenue du module à des températures maximales de l'ordre de 950°C pendant plus de cent heures est un résultat extrêmement positif. C'est une première mondiale sur ce type de pièce complexe de plus d'un mètre. Cela montre l'intérêt du choix du carbure de silicium comme matériau.

De nouvelles simulations ont été réalisées à posteriori des expérimentations pour imposer les conditions réellement rencontrées par le module et procéder à une comparaison des résultats. Une partie importante de ce travail consiste en effet à confronter les résultats obtenus par simulation numérique à ceux obtenus pendant les campagnes expérimentales. De légères différences ont pu être constatées au niveau des températures (environ 6%). Nous avons montré qu'une mésestimation du flux solaire incident pouvait expliquer le phénomène, sans pouvoir déterminer s'il était le seul facteur entrant en compte et/ou s'il était bien à l'origine du phénomène. Les différences constatées au niveau des déformations du module sont bien plus conséquentes (entre 35 et 50%). Une première hypothèse

émise était que les libertés laissées au module lors des expériences étaient trop contraintes par les connectiques qui ne leur permettaient pas d'assurer leur rôle correctement. Après simulations, cet effet n'explique pas ces différences. Par contre, les simulations ont mis en évidence le fait que contraindre le module dans une certaine mesure pouvait être bénéfique pour son comportement mécanique. Ceci laisse présager une plus grande facilité de mise en place de l'absorbeur par rapport au système que nous avons utilisé. Pour expliquer les différences de dilatations, nous privilégions l'hypothèse d'une mauvaise prise en compte des propriétés du carbure de silicium à haute température. Une étude numérique paramétrique faisant varier le coefficient de dilatation a en effet permis de retrouver des déformations beaucoup plus proches des résultats expérimentaux.

Pour finir notre étude, nous nous sommes interrogés sur l'intégration de ce type de module absorbeur céramique dans un récepteur à grande échelle. Nous avons alors envisagé un récepteur multi-étagé où les étages « basse température » seraient constitués par des absorbeurs métalliques, plus robustes, basés sur la même technologie. Les étages « hautes température » eux seraient constitués d'absorbeurs en SiC capables de chauffer l'air aux températures maximales. Nous avons donc investigué quant à la possibilité, pour des modules métalliques en alliage base nickel, de produire de l'air pressurisé à 700°C, tout en limitant les pertes de charge à 300mbar. Une technologie d'absorbeur surfacique ayant déjà prouvé son potentiel a été prise à titre de comparaison. Il en ressort que pour une surface absorbante de 1,44m<sup>2</sup>, des modules de 1,3m de longueur active sont capables de fournir 1,6kg<sub>air</sub>/s pour une puissance de 604kW<sub>th</sub>. S'ils ont un rendement légèrement inférieur à la technologie de référence, leurs faibles pertes de charges leur permettent de travailler sur une plus large étendue de conditions de débit et de flux solaire imposé. Les simulations réalisées fournissent cependant une approche assez globale. Des simulations plus précises devraient être menées pour valider et confirmer les résultats obtenus. Tout laisse donc croire en la viabilité technique et en la viabilité des performances d'un tel type de récepteur multi-étagé.

A la suite de ces travaux, plusieurs pistes de recherche peuvent être définies.

Tout d'abord, il convient de trouver des réponses aux interrogations qui subsistent sur les résultats obtenus. Il est impératif d'inclure dans les simulations des propriétés physiques du carbure de silicium qui soient fidèles, notamment son coefficient de dilatation. Si des différences notables subsistent alors entre résultats expérimentaux et numériques, il conviendra de regarder plus avant les conditions limites imposées. Le flux solaire incident en premier lieu, condition limite la plus impactante. Pour mieux prendre en compte l'écoulement de l'air à l'intérieur des canaux, un couplage avec des simulations de mécanique des fluides peut être envisagé. Un des objectifs de la prise en compte précise de ce couplage est le développement de corrélations pour le coefficient d'échange convectif air/paroi adaptées à notre configuration.

Une fois les simulations fiabilisées, des études en transitoire apporteraient un intérêt car elles permettraient de mieux appréhender le comportement du module lors de phases de démarrage et d'arrêt, ainsi que lors de phases où le DNI est perturbé par des passages nuageux. La vitesse à laquelle les héliostats sont pointés vers le récepteur, et donc la rapidité à laquelle la puissance solaire est apportée, pourrait être déterminée.

Techniquement, plusieurs points restent à optimiser. On envisage notamment l'utilisation d'une nouvelle méthode de brasure (toujours à partir de matière à base de SiC) afin d'accorder parfaitement le comportement du joint avec celui des coques. Il conviendrait cependant de caractériser son comportement par une étude expérimentale appropriée. Concernant l'environnement direct du module, un nouveau type de support plus simple à mettre en œuvre doit être mis au point si une application

industrielle est envisagée. De même, si la technologie utilisée pour les liaisons céramique-métal s'est avérée pertinente et prometteuse, la recherche de joints d'étanchéité haute température plus fiables est à développer. En effet, des fuites d'air nous ont par trop souvent causé problème lors de nos expérimentations.

De nouvelles expériences de validations peuvent bien évidemment être envisagées avec, éventuellement, des modules texturés et/ou connectés pour représenter plusieurs étapes de chauffe. Il devient indispensable de concevoir une alimentation et une sortie de l'air par la face arrière afin d'alimenter plus correctement les modules. Si une configuration similaire à la notre est utilisée, on ne saurait trop recommander aux expérimentateurs de modifier quelque peu la conception de leurs panneaux réfrigérés, ceci afin de pouvoir procéder à des mesures d'irradiation en fond de cavité simultanément aux tests du/des module(s). Cette modification n'est utile, bien entendu, que si des doutes persistent sur la méthode de reconstitution du flux en fond de cavité et si aucune autre méthode plus performante ne peut être mise en place.

Une étude sur un récepteur complet intégrant un nombre significatif de modules s'avèrerait très instructive. Notamment sur l'implantation des modules au sein du foyer en fonction d'une distribution solaire type centrale industrielle. Il conviendrait de placer les modules céramiques dans les zones éclairées que l'on pourrait qualifier de « sans risque » pour leur comportement thermomécanique. Les modules métalliques seront eux placés dans les zones plus « dangereuses ». Il est également indispensable de tenir compte des températures limites des matériaux. Il faudrait également définir l'arrangement des alimentations aérauliques des modules pour prendre en compte les différentes étapes de chauffe de l'air.

Enfin, se pose la question de quantifier une probabilité de rupture acceptable. Il convient de trouver un compromis entre la fiabilité mécanique du récepteur et ses performances thermiques. Un critère économique sera sans doute à définir, prenant en compte le coût d'un absorbeur, le temps de remplacement du module défaillant, le gain de production thermique et électrique...



## ANNEXES

## Annexe A

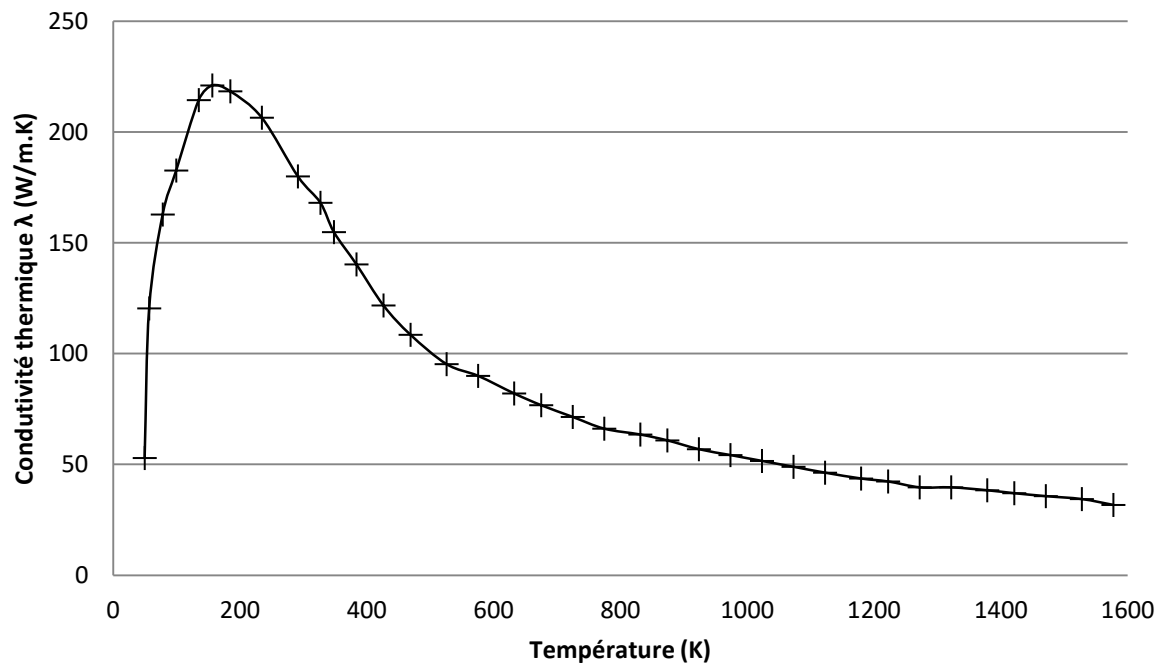
### Propriétés du carbure de silicium produit par la société BOOSTEC

Si après sont renseignées les propriétés du carbure de silicium qui nous sont utiles pour notre étude. Ces valeurs étés fournies par l'entreprise BOOSTEC pour leur SiC. Il s'agit s'un SiC fritté naturel polytype alpha.

- Masse volumique :  $\rho = 3120 \text{ kg.m}^{-3}$
- Capacité massique (20°C) :  $C_p = 680 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
- (500°C) :  $C_p = 1040 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
- (1000°C) :  $C_p = 1180 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
- Coefficient de dilatation linéaire (20-1400°C) :  $\alpha = 6,6 \cdot 10^{-6}$
- Température limite d'utilisation sous air :  $T = 1450 \text{ K}$
- Module d'Young (ou d'élasticité) :  $E = 430 \text{ GPa}$
- Coefficient de Poisson :  $\nu = 0,16$
- Module de compressibilité :  $K = 210,8 \text{ GPa}$
- Module de cisaillement :  $G = 185,3 \text{ GPa}$
- Résistance en compression :  $R_c = 3000 \text{ MPa}$
- Émissivité du SiC :  $\varepsilon = 0,85$
- Conductivité thermique :

T (K)	$\lambda \text{ (W.m}^{-1}.\text{K}^{-1})$	T (K)	$\lambda \text{ (W.m}^{-1}.\text{K}^{-1})$
49,7	52,9	724,9	71,5
56,9	120,4	774,6	66,2
78,2	162,8	831,5	63,5
99,5	182,6	874,1	60,9
135,0	214,4	923,9	56,9
156,3	221,0	973,6	54,3
184,8	218,4	1023,4	51,6
234,5	206,5	1073,1	49,0
291,4	180,0	1122,8	46,3
326,9	168,1	1179,7	43,7
348,2	154,9	1222,3	42,4
383,8	140,3	1272,1	39,7
426,4	121,8	1321,8	39,7
469,0	108,5	1378,7	38,4
525,9	95,3	1421,3	37,1
575,6	90,0	1471,1	35,7
632,5	82,1	1527,9	34,4
675,1	76,8	1577,7	31,8

## Conductivité thermique du carbure de silicium





## Annexe B

### Définition des propriétés mécaniques des matériaux

---

Les propriétés mécaniques d'un matériau sont multiples. Elles servent à qualifier et quantifier son comportement mécanique, à savoir comment le matériau se déforme si soumis à une force et quelles sont les contraintes subies sous cette déformation.

Ici est rappelé pour mémoire la définition de quelques unes de ces grandeurs.

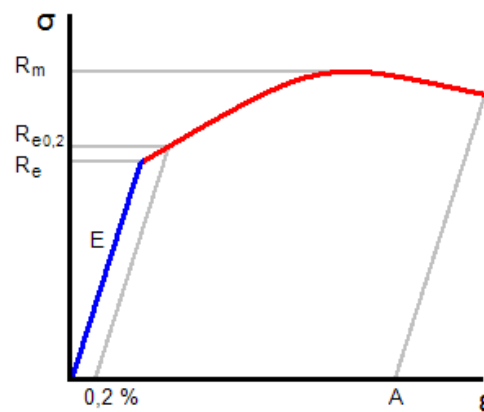
#### **Module d'Young :**

Le module d'Young d'un matériau est une constante qui relie la contrainte de traction sur ce matériau et la déformation qui en résulte. Cette déformation est proportionnelle à l'intensité de la contrainte tant que le matériau reste dans le domaine élastique. C'est la "Loi de Hooke" :

$$\sigma = E \cdot \varepsilon$$

Avec :

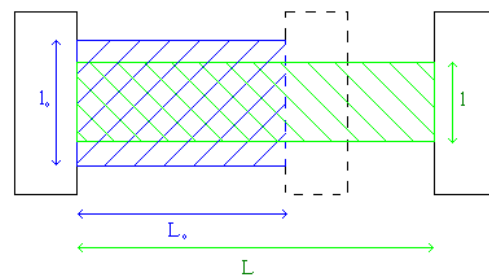
- $\sigma$  : la contrainte (Pa)
- $E$  : le module d'Young (Pa)
- $\varepsilon$  : l'allongement relatif du matériau (Adimensionnel)



#### **Coefficient de Poisson:**

Le coefficient de Poisson d'un matériau caractérise la contraction de la matière perpendiculairement à la direction de l'effort appliqué. On a :

$$\nu = \frac{\text{contraction transversale}}{\text{elongation axiale}} = \frac{(l_0 - l)/l_0}{(L_0 - L)/L_0}$$



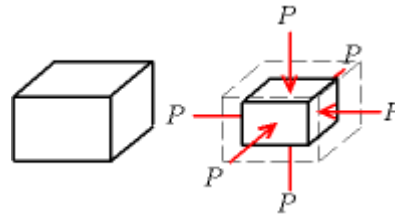
### Module d'élasticité isostatique :

Le module d'élasticité isostatique ou de compressibilité est une constante qui relie la pression au taux de variation du volume du matériau isotrope soumis à une compression isostatique. On a :

$$\Delta P = -K \frac{\Delta V}{V_0}$$

Avec :

- $K$  : Module d'élasticité (Pa)
- $\Delta P$  : Variation de pression (Pa)
- $V_0$  : Volume initial ( $m^3$ )
- $\Delta V$  : Variation du volume ( $m^3$ )



On peut calculer la valeur de ce module, connaissant les valeurs du module d'Young et le coefficient de Poisson :

$$K = \frac{1}{3} \frac{E}{(1 - 2\nu)}$$

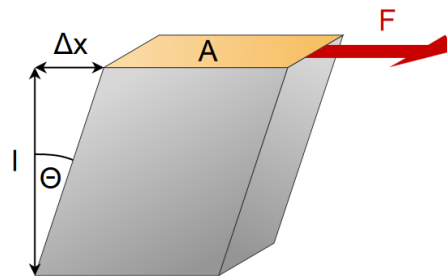
### Module de cisaillement :

Le module de cisaillement ou de glissement est une constante qui caractérise les déformations engendrées par les efforts de cisaillement. On a :

$$G = \frac{F/A}{\Delta x/l}$$

Avec :

- $G$  : Module de cisaillement (Pa)
- $F$  : Force (N)
- $A$  : Aire sur laquelle la force agit ( $m^2$ )
- $\Delta x$  : Déplacement latéral (m)
- $l$  : Épaisseur (m)



On peut calculer la valeur de ce module, connaissant les valeurs du module d'Young et le coefficient de Poisson :

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)}$$

## Annexe C

### Points de Gauss dans ANSYS Mechanical

---

Cette annexe présente les différentes localisations possibles des points de Gauss à l'intérieur d'un élément tétraédrique dans ANSYS Mechanical. Sont également renseignés les pondérations à appliquer aux valeurs rencontrées en fonction de la position des points dans l'élément.

#### Integration Point Locations for Tetrahedra

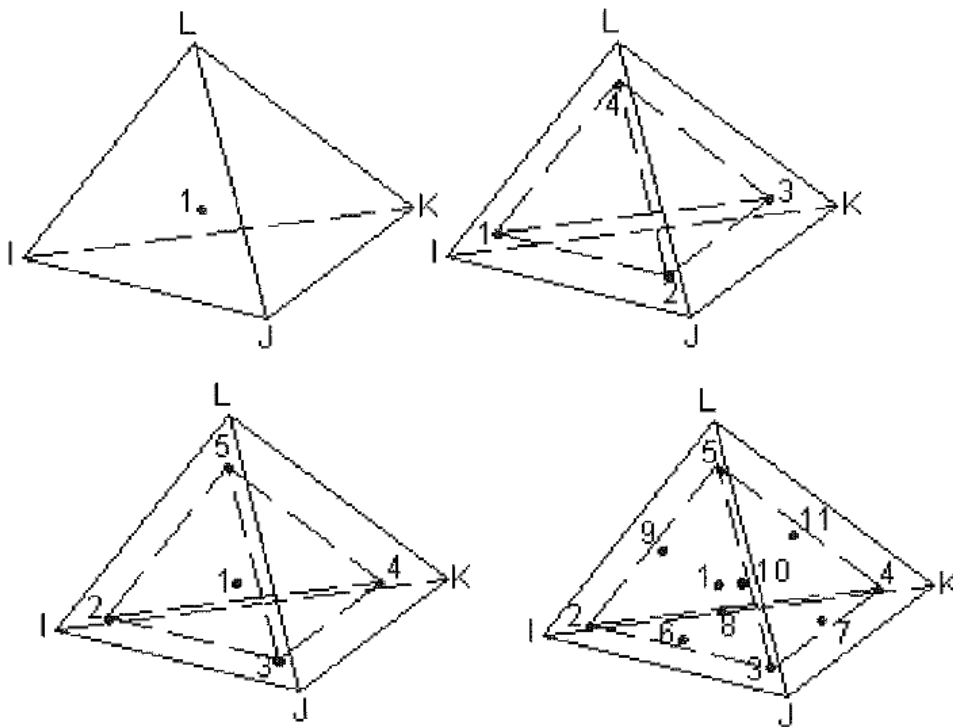


Figure 131 – Localisation possible des points de Gauss dans un élément tétraédrique

### Numerical Integration for Tetrahedra

Type		Integration Point Location	Weighting Factor
1 Point Rule	Center Point	$L_1=L_2=L_3=L_4=.25000\ 00000\ 00000$	1.00000 00000 00000
4 Point Rule	Corner Points	$L_1=.58541\ 01966\ 24968$ $L_2=L_3=L_4=.13819\ 66011\ 25010$ Permute $L_1, L_2, L_3,$ and $L_4$ for other locations)	0.25000 00000 00000
5 Point Rule	Center Point	$L_1=L_2=L_3=L_4=.25000\ 00000\ 00000$	-0.80000 00000 00000
	Corner Points	$L_1=.50000\ 00000\ 00000$ $L_2=L_3=L_4=.16666\ 66666\ 66666$ Permute $L_1, L_2, L_3,$ and $L_4$ for other locations)	0.45000 00000 00000
11 Point Rule	Center Point	$L_1=L_2=L_3=L_4=.25000\ 00000\ 00000$	0.01315 55555 55555
	Corner Point	$L_1=L_2=L_3=.0714285714285714$ $L_4=.78571\ 42857\ 14286$ (Permute $L_1, L_2, L_3$ and $L_4$ for other three locations)	0.00762 22222 22222
	Edge Center Points	$L_1=L_2=0.39940\ 35761\ 66799$ $L_3=L_4=0.10059\ 64238\ 33201$ Permute $L_1, L_2, L_3$ and $L_4$ such that two of $L_1, L_2, L_3$ and $L_4$ equal 0.39940 35761 66799 and the other two equal 0.10059 64238 33201 for other five locations	0.02488 88888 88888

Figure 132 – Coordonnées des points de Gauss et pondérations associées

## Annexe D

### Vérification des conditions aux limites sur l'air initiales et convergence des résultats

---

Cette annexe présente un cas particulier où des itérations entre les conditions aux limites sur l'air et la température des canaux obtenues via ANSYS Mechanical ont été menées pour arriver à une convergence des résultats.

Le cas simulé est un cas approché de l'expérimentation du 5 juin 2015 : température d'entrée d'air de 112°C pour un débit massique de 91,2 g/s et une pression de 5,4 bar. Le flux solaire imposé calculé est un flux décroissant ayant pour valeurs :

x (mm)	0	150	300	450	600	750	900	1050	1200	Moyenne
Flux (kW)	88	93	99	105	101	95	90	83	71	92

Les conditions limites initiales sur l'air étaient imposées constantes avant même une première estimation via DIRSOL. Soit une température de 100°C pour un coefficient d'échange convectif de 100W/m/K. On préférera généralement commencer avec l'estimation de DIRSOL pour économiser des itérations mais il est possible de s'en passer.

La température d'entrée d'air est imposée à 112°C et la convergence du profil de température de l'air est constatée après 3 itérations (Figure 133 et Figure 134).

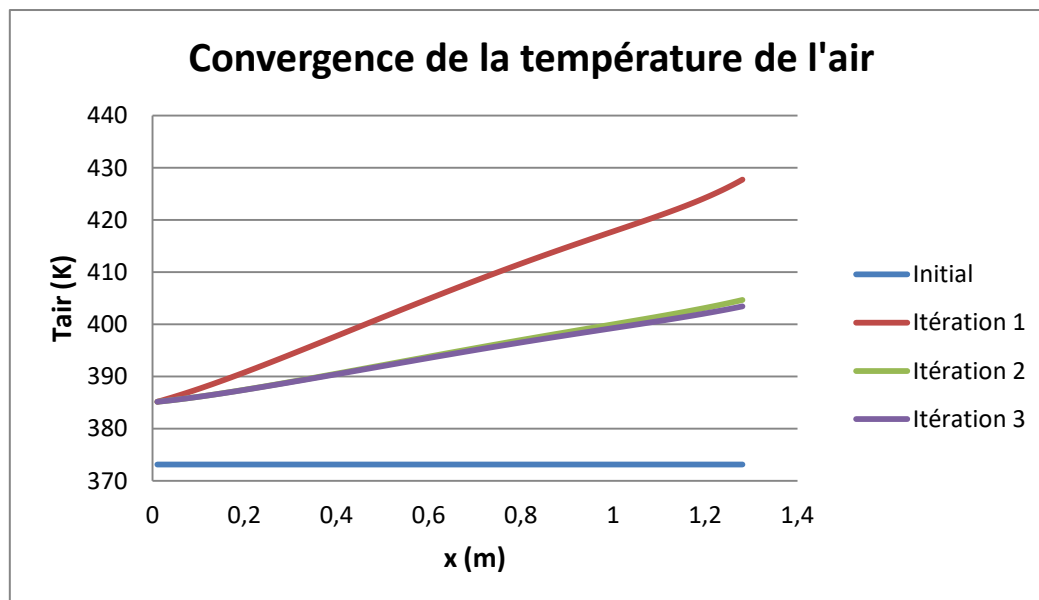


Figure 133 – Convergence des températures d'air à l'intérieur des canaux

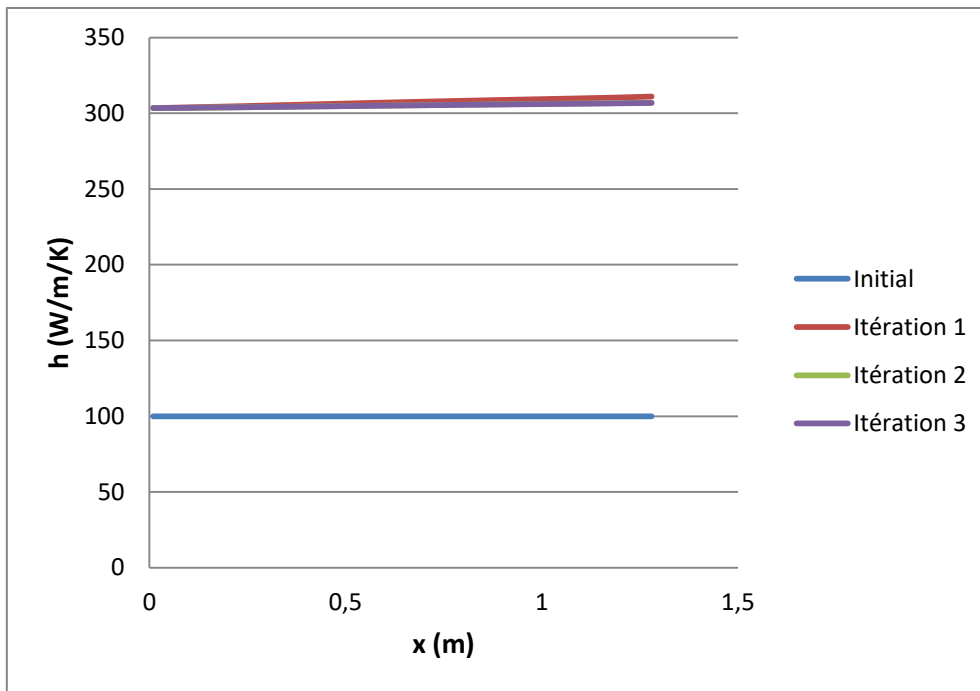


Figure 134 - Convergence des coefficients d'échange convectif à l'intérieur des canaux

## Design and Proof of Concept of an Innovative Very High Temperature Ceramic Solar Absorber

Cédric Leray<sup>1, a)</sup>, Alain Ferriere<sup>2</sup>, Adrien Toutant<sup>2</sup>, Gabriel Olalde<sup>2</sup>, Jean-Yves Peroy<sup>2</sup>, Patrick Chéreau<sup>3</sup> and Marc Ferrato<sup>3</sup>

<sup>1</sup> PhD student, PROMES/CNRS and UPVD, 7 rue du four solaire, 66120 Font-Romeu (France)

<sup>2</sup> PROMES/CNRS and UPVD

<sup>3</sup> Société MERSEN BOOSTEC, zone industrielle, 65460, Bazet (France)

<sup>a)</sup> Corresponding author: cedric.leray@promes.cnrs.fr

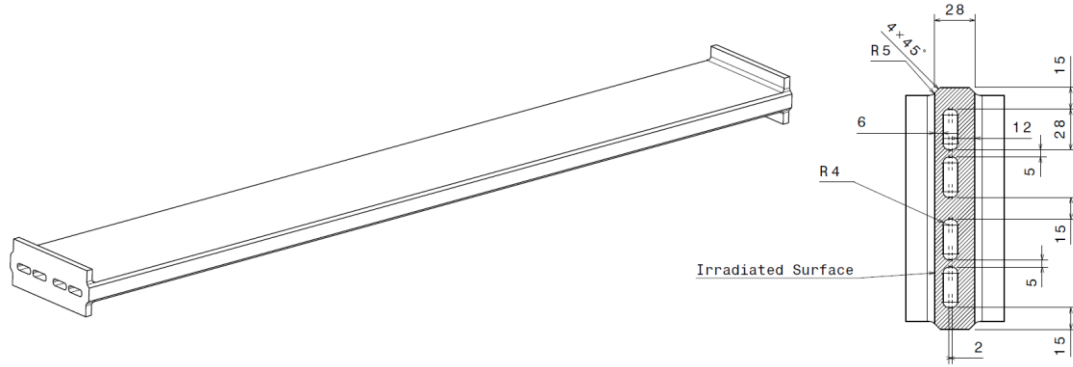
<sup>b)</sup> alain.ferriere@promes.cnrs.fr

**Abstract.** Hybrid solar gas-turbine (HSGT) is an attractive technology to foster market penetration of CSP. HSGT offers some major advantages like for example high solar-to-electric conversion efficiency, reduced water requirement and low capital cost. A very high temperature solar receiver is needed when elevated solar share is claimed. A few research works, as reported by Karni et al. (1998) and by Buck et al. (2002), have been dedicated to solar receiver technologies able to deliver pressurized air at temperature above 750°C. The present work focuses on research aiming at developing an efficient and reliable solar absorber able to provide pressurized air at temperature up to 1000°C and more. A surface absorber technology is selected and a modular design of receiver is proposed in which each absorber module is made of BOOSTEC® SiC ceramic (silicon carbide) as bulk material with straight air channels inside. Early stage experimental works done at CNRS/PROMES on lab-scale absorbers showed that the thermo-mechanical behavior of this material is a critical issue, resulting in elevated probability of failure under severe conditions like large temperature gradient or steep variation of solar flux density in situations of cloud covering. This paper reports on recent progress made at CNRS/PROMES to address this critical issue. The design of the absorber has been revised and optimized according to thermo-mechanical numerical simulations, and an experimental proof of concept has been done on a pilot-scale absorber module at Themis solar tower facility.

### DESIGN OF THE ABSORBER MODULE

A pilot-scale solar receiver has been designed to test candidate technologies for the absorber (Grange et al., 2011). This solar receiver features a surface absorber in order to avoid critical issues when windows are used in volumetric pressurized receivers. The absorber is modular, so the scaling-up is facilitated and the complex fabrication of large components is avoided. The proof of concept is carried out using a single absorber module. The methodology for the design of the absorber module was proposed by Capeillere et al. (2011). The shape is parallelepiped, 1280 mm in length, 167 mm in width and 28 mm in thickness. It is composed of two shells made of ceramic material (BOOSTEC® SiC) assembled using a proprietary brazing technique. The flat front face receives and absorbs the concentrated solar radiation. The air flows into four straight channels inside the bulk and extracts heat by convection. The thermal power ranges from 50 to 80 kWth according to solar conditions. The rear side is heated by heat conduction through the contacts and by radiation through the air channels. Although it is carefully insulated, the temperature reached in the rear side is lower than the front side temperature. The resulting differential thermal expansion between the front and the rear sides might lead to critical failure of the module. The size of the air

channels and the thickness of the ceramic shells have been optimized to reduce the thermal gradients responsible for dramatic thermo-mechanical effects.



**FIGURE 1.** The ceramic absorber module designed by CNRS/PROMES and manufactured by MERSEN BOOSTEC (left: general design of the body, right: cross-section showing the 4 channels)

## Thermal and Thermomechanical Modelling

A thermo-mechanical numerical simulation was carried out. The objective was to predict the strain and stresses applied to the material under various boundary conditions. To this end, a thermal model was built and a 3D stationary numerical simulation was carried out using Ansys® software. The output is the field of temperature of the absorber. The most influential boundary conditions of the model appeared to be the heat exchange coefficient between the air and the absorber and the solar flux distribution impinging on the absorber surface. This latter was varied through an iterative process aiming at minimizing the temperature gradients.

The strains in the bulk material are derived from the field of temperature. The heat generated by these strains is neglected, therefore straightforward relations between the mechanical stresses and the temperature are applied. External strengths, if any, are also considered. In our case, external strengths come from the pressure of the fluid inside the channels. The strengths resulting from the attachment of the module in its environment were not considered since the objective was to simulate only the influence of the operating conditions. Finally, the model is described using two equations:

$$\varepsilon_{th} = \alpha(T - T_0): \bar{\mathbf{1}} \quad (1)$$

$$\sigma = \bar{\mathbf{C}}: (\varepsilon - \varepsilon_{th}) \quad (2)$$

Where:  $\varepsilon_{th}$  is the strain due to thermal expansion  
 $\sigma$  is the mechanical stress  
 $T$  is the temperature of the material  
 $\bar{\mathbf{1}}$  is the unity tensor  
 $\varepsilon$  is the effective strain  
 $\alpha$  is the thermal expansion coefficient  
 $T_0$  is the initial temperature of the material  
 $\bar{\mathbf{C}}$  is the compliance tensor

Unlike metallic or concrete materials, ceramic materials feature defaults inside the crystal lattice that are randomly dispersed and might result in hardly predictable failure. The uncertainty of the mechanical behavior of ceramic material is represented by the so-called failure probability  $P_r$ . This number quantifies the probability for a stress to activate a default inside the material and yield to failure. It is assessed using material specific properties which are determined through mechanical testing on material samples. According to the Weibull's law reported by Ley et al. (1998) and by O'Dowd et al. (2000), the failure probability  $P_r$  defined in a volume  $V$  of a homogeneous isotropic material submitted to a traction stress field is expressed as follows:

$$P_r = 1 - e^{-\frac{V_{eff}(\frac{\sigma_{max}}{\sigma_0})^\omega}{V_0}} \quad (1)$$

$$\text{with: } V_{eff} = \iiint_V \left(\frac{\sigma}{\sigma_{max}}\right)^\omega dV \quad (2)$$

Where:  $\sigma$  is the mechanical stress  $\sigma_0$  is the material reference stress  $\sigma_{0_{SIC}} = 383.7 \text{ MPa}$   
 $V_0$  is the material reference volume  $V_{0_{SIC}} = 3780 \text{ mm}^3$



$\omega$  is the Weibull's modulus

$\omega_{SiC} = 8,2$

## Optimized Parameters and Boundary Conditions

### *Optimization of the Geometry*

The thickness of the two absorber shells was determined according to the following statements. A thin wall is preferred for the front shell in order to favor heat conduction from the irradiated front face to the internal air channels and therefore to prevent overheating of the front face. The mechanical stress on the front shell is imposed by the internal air pressure. A 6 mm wall fulfils both conflicting requirements. A thick wall is preferred for the back shell which is exposed to elevated traction stress resulting from the thermal expansion of the front shell. Simulation results show that a thickness of 12 mm is enough. A thicker back shell would increase the cost dramatically without offering a much better behavior.

The number and the size of the internal air channels are both critical parameters. Previous works reported by Colleoni et al. (2013) focused on the texturing of air channels for promoting turbulence flow. It was established that an arrangement of winglet vortex generators combined with riblets 4 mm in height yields a turbulent air flow with a good heat transfer performance and a low pressure drop. The thickness of the air channels was designed to be 10 mm in order to fit with the size of the vortex and to avoid cold air stream along the rear side of the channel. The number of air channels determines the heat exchange area and the thermal bridges between the front and rear shells. This latter also determines the area of bonding between the two shells. A great number of channels favors transverse heat conduction. Consequently the thermal gradient thus the risk of failure are reduced. Various solutions have been modeled and compared by numerical simulations. The number of channels was varied from two to four and their distribution in a cross section of the module was also studied. The results are presented in Table 1. The failure probability dramatically drops when the design changes from three to four channels. Finally, the design presented in Fig.1 was selected. The channels are grouped in two bundles of two channels separated by a 5 mm narrow strip. The two bundles are separated by a 15 mm wide strip in the middle of the cross section. The resulting thermal contact area between the front and the rear shell makes an efficient thermal bridge. It must be noted that the maximum stress is always a traction stress observed on the rear shell.

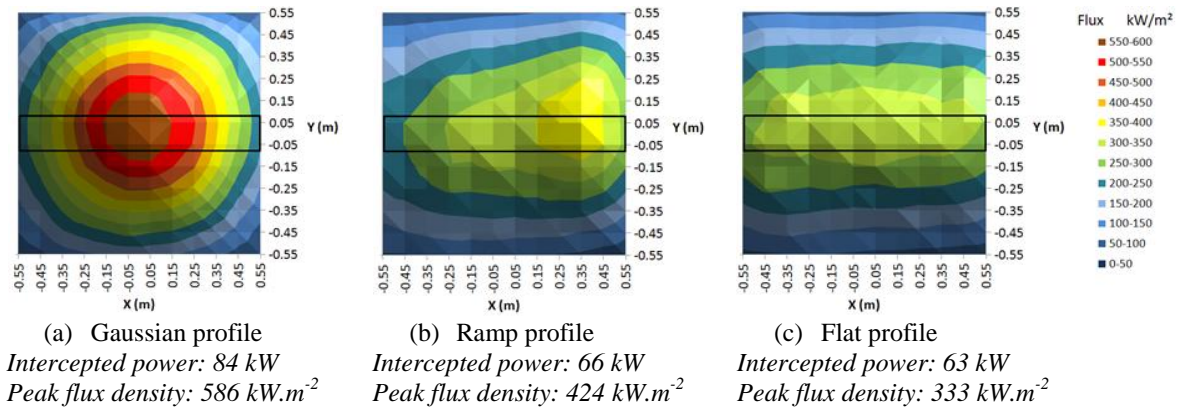
**TABLE 1.** Results of performance analysis by numerical simulations for various air channels arrangements

Number of air channels	$T_{air\_max}$ (K)	Maximum stress (MPa)	Failure probability (%)	Expansion in length (mm)	Flexion in the center (mm)
2	1204	209	2.5	6.5	5.4
3	1207	213	2.3	6.5	5.0
4	1195	170	0.4	6.4	4.9

The objective of the present work is to investigate the thermomechanical behavior of the absorber module and to prove its capability to withstand high thermal stress. The construction of a shell with textured channels is much more expensive than a smooth channels module. For these reasons the air channels inside the module are smooth. The experimental testing of textured channels with optimized thermal performance is scheduled in future works.

### *Distribution of Solar Flux Density*

The distribution of solar flux density onto the absorber module strongly affects the temperature distribution along the length of the module. Its mechanical behavior is affected accordingly. The flux distribution results from the concentration provided by each individual heliostat and from the aiming strategy imposed to the solar field by the operator or the controller. The concentration of solar energy by the solar field was simulated in a numerical approach implementing a ray tracing code and featuring various aiming point strategies. Finally, three different profiles, respectively named “Gaussian”, “ramp” and “flat” were considered for the analysis. Examples of such profiles are plotted in Fig. 2. The location of the absorber module in the sunspot is represented by the black rectangle. In these cases the power intercepted by the module is respectively 84, 66 and 63 kW.



**FIGURE 2.** Solar flux density distribution profiles considered for the analysis

The stress, the failure probability, the thermal expansion in length and the flexion in the center of the module have been evaluated for each flux density profile using the numerical simulation code to get the temperature distribution and equations (1), (2), (3) and (4) for the mechanical behavior. The results are presented in Table 2.

The failure probability clearly shows that a smooth flux density profile should be preferred to any other profile featuring steep variation along the length of the module. Flat and ramp profiles yield failure probability 20 times smaller than the Gaussian profile. From this perspective, both flat and ramp profiles are acceptable.

Finally, the ramp profile is preferred because the peak solar flux density is imposed on the region close to the air inlet. More heat is extracted by the air in this region, consequently the temperature of the ceramic along the length of the module remains almost uniformly distributed.

**TABLE 2.** Results of performance analysis by numerical simulations for various solar flux distributions

Solar flux distribution	$T_{air\_max}$ (K)	Maximum stress (MPa)	Failure probability (%)	Expansion in length (mm)	Flexion in the center (mm)
Gaussian	1437	315	58.0	8.0	7.8
Flat	1204	196	2.6	6.7	5.6
Ramp	1204	209	2.5	6.5	5.4

#### *Convection Heat Transfer Inside the Air Channel: Air Mass Flowrate*

The temperature reached by the air stream and the thermal field in the bulk are greatly dependent on the intensity of the convection inside the channels. The heat exchange coefficient is function of the air average velocity, which is reflected in the air mass flowrate. The numerical simulation of heat transfer between turbulent air flow and the wall inside a smooth channel was investigated by Dagueuet et al. (2013). It was shown that the heat exchange is correctly modeled when the Dittus-Boelter correlation is used to assess the Nusselt number. The air mass flowrate is varied from  $65 \text{ g.s}^{-1}$  to  $186 \text{ g.s}^{-1}$  to determine its influence on the thermal and mechanical behavior of the 4-channels absorber module. The results of the simulation performed with an incident solar power of 66 kW on the module, the ramp profile for the solar flux density and air inlet temperature of  $300^\circ\text{C}$  are presented in Table 3.

When a low value of heat transfer is observed between the air and the wall (e.g.  $142 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ ), the front shell gets a very high temperature (1482 K). Thermal radiation to the outside and heat conduction to the rear shell strongly contribute to cool down the front shell. As a result, elevated temperature is reached in the rear shell. The traction stress is low. The failure probability remains low accordingly (0.38%). This situation appears positive from the perspective of mechanical behavior of the module. The outlet air temperature is 1121 K, but the thermal efficiency is only 62% (41 kW is transferred to the air). With increasing heat transfer coefficient up to  $321 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$  the failure probability increases up to 0.67%, the temperature of the front shell remains low (1003 K) and the

thermal efficiency reaches 89.5% (59 kW extracted in the air), but the temperature of the air at the outlet is 170 K lower than the expected design outlet temperature (849 K instead of 1023 K).

Finally, the design air mass flowrate is selected at 86 g.s<sup>-1</sup>. With an intercepted solar power of 66 kW the predicted outlet air temperature reaches 1040 K, the thermal efficiency of the module is claimed to be 70% and the expected failure probability remains lower than 0.5%.

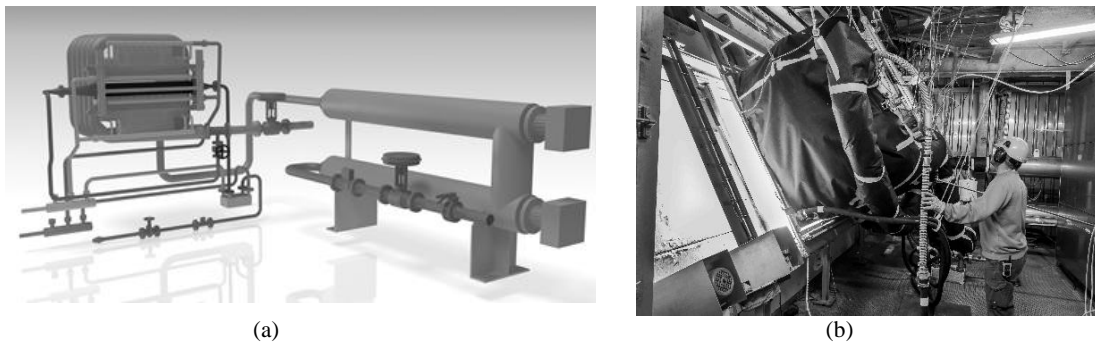
**TABLE 3.** Results of performance analysis by numerical simulations for various air mass flowrate values

Mass flowrate (g/s)	Heat transfer coefficient (W.m <sup>2</sup> .K <sup>-1</sup> )	T <sub>air_max</sub> (K)	T <sub>bulk_max</sub> (K)	Maximum stress (MPa)	Failure probability (%)
<b>65</b>	142	1121	1482	125	0.38
<b>86</b>	177	1040	1438	137	0.41
<b>136</b>	252	918	1075	162	0.58
<b>186</b>	321	849	1003	174	0.67

## PROOF OF CONCEPT

### Themis Solar Tower Facility

The solar tower Themis (France) was constructed and used as a demonstration molten salt tower in the early 80s. It is currently used as a solar tower facility for the testing of pilot scale or of industrial scale CSP components and complete systems. The total solar power reaches 4.5 MWth when the whole field is operated (107 heliostats). For the purpose of the present work, the required power in the pilot-scale receiver is less than 350 kWth (50 to 80 kWth on the absorber module). Therefore only 10 to 15 heliostats are used. The tower is equipped with a pressurized air test rig able to provide air mass flowrate of 700 g.s<sup>-1</sup> at 7 bar. An electrical preheater can heat the air up to 350°C before it is directed to the solar receiver (see Fig. 3-a). The pilot scale solar receiver is made of an actively cooled cavity with a square aperture 1.2 m x 1.2 m and 1.0 m deep (Grange et al., 2011). A fraction of the air stream at the exhaust of the cavity is directed to the solar absorber module installed on the back side, whereas the rest of the air is rejected outside. The mass flowrate and the pressure in the absorber module are controlled separately from the settings of the main air stream (see Fig. 3-b).



**FIGURE 3.** Pressurized air test rig and solar receiver at Themis solar tower facility  
(a) Artist's view of the air test rig, (b) Solar absorber module under testing

The operating conditions are quantified through a complete set of measurement instruments and data acquisition system. The solar flux distribution delivered on the aperture of the cavity receiver is measured using an imaging technique reported by Ferriere et al. (2015).

## Absorber Module Set-up

The set-up of the absorber module at the back side of the cavity and the connections to the air ducts is carefully designed. The objective is to avoid external strengths onto the module resulting from blocking thermal expansion in length and bending. A special attention is paid to the supporting structure. It is made of an aluminum frame, in red on the sketch of Fig. 4 left. This frame is attached to the steel structure of the tower with cables and mounting rings. The air distributor and collector are made of Inconel®600, in grey color on Fig. 4 left. The BOOSTEC® SiC absorber module is connected to these air ducts with two flanges and seals. The ceramic and Inconel flanges are pressed together using springs, hence the tightening strength is constant. On each tip of the absorber module the flange assembly is attached to the aluminum frame with a sliding carriage and a rotating axis in order to accommodate the deformations of the module (see Fig. 4 right). Finally water cooled panels, in blue on Fig. 4 left, are mounted onto the aluminum frame to receive and to evacuate the incoming solar energy which does not irradiate the absorber module.

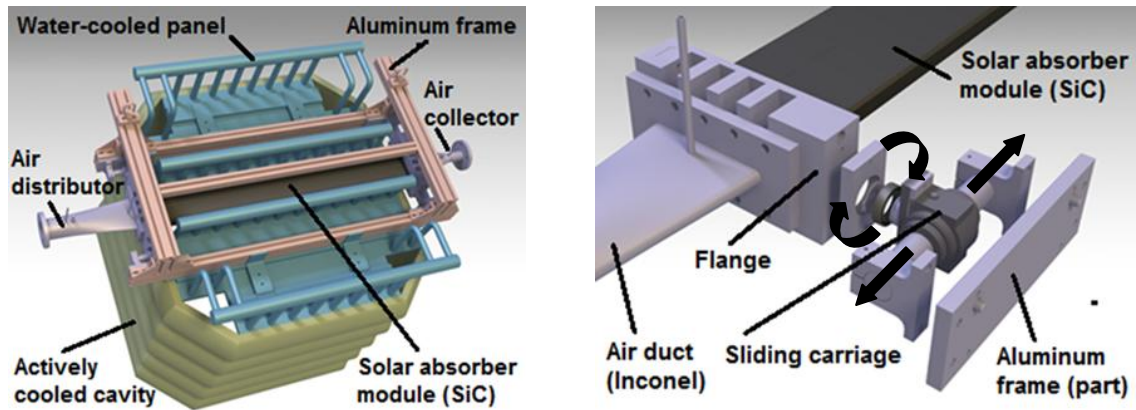


FIGURE 4. Artist's views of the solar receiver from the back (left) and detail of a free moving flange (right)

The thermal expansion of the module in length and the flexion in the center are measured using two deformation sensors with an accuracy of  $\pm 0.05$  mm. Each sensor is made of a pin mounted onto a potentiometer. The temperature of the air is measured at the inlet and at the outlet by thermocouples immersed in the air stream. The air temperature inside the module is measured at five locations along the streamline using thermocouples placed in the channels every 20 cm. The accuracy of the measurement of temperature is claimed to be  $\pm 1^\circ\text{C}$ . Although direct contacts between the sensors and the internal walls of the channels have been avoided, the air temperature is probably over-estimated because of the radiation emitted from the walls. The temperature of the rear shell of the absorber module is also measured with five thermocouples maintained in contact with the back surface every 20 cm. However, unavoidable contact resistance between thermocouples and the ceramic material might yield underestimation of the temperature.

## Experimental results

Experiments have been carried out with the objective of validating the concept of the BOOSTEC® SiC solar absorber module under operating conditions representative of its utilization in a solar receiver integrated to a hybrid solar gas-turbine system. Four independent parameters are set as operating conditions for the module: the solar thermal power, the inlet air temperature, the air mass flowrate and the air pressure. The protocol consists of setting the operating conditions for the air (pressure, mass flowrate and inlet temperature) and of calibrating the selected heliostats for a given targeted power. The heliostats are focused on the solar receiver according to the predefined aiming point strategy such as a ramp profile of flux is imposed on the module. When the stationary regime is established, the measurements are recorded, an image of the receiver is taken to check the flux density profile and finally the solar flux distribution on the aperture is measured. A series of ten experimental runs covering a large scale of operating conditions has been retrieved among the complete testing results. Table 4 summarizes the operating conditions and shows the main results for these runs.

TABLE 4. Summary of ten significant experimental runs

Parameter	Unit	Run #1	Run #2	Run #3	Run #4	Run #5	Run #6	Run #7	Run #8	Run #9	Run #10
Solar irradiance	W/m <sup>2</sup>	938	930	956	961	957	1016	1009	1002	971	996
Solar power <sup>(*)</sup>	kW	(21)	(59)	(78)	(96)	82	128	119	109	160	258
Air pressure	bar	5.1	5.1	5.1	5.2	5.4	5.1	5.2	5.1	5.4	4.0
Air mass flowrate	g/s	84.8	83.3	82.9	83.4	90.8	88.4	89.2	87.0	91.2	77.5
Pressure loss	mbar	185.8	232.9	263.7	291.0	279.3	334.7	337.6	340.7	364.2	476.8
Inlet air temp.	°C	17.6	21.6	25.3	30.7	94.7	109.7	196.8	285.3	112.2	344.2
Outlet air temp.	°C	52.0	106.3	143.0	177.0	195.9	289.3	345.2	397.0	297.9	650.2
ΔT air	°C	34.4	84.7	117.7	146.3	101.2	179.6	148.4	111.7	185.7	306.0
Max back temp.	°C	82.7	194.7	261.9	304.7	281.7	415.0	441.4	443.0	453.7	840.5
Exp. in length	mm	0.0	1.0	1.0	1.2	1.1	1.8	1.9	2.1	1.9	3.6
Flexion in center	mm	0.0	-0.4	-0.5	-0.7	-0.6	-1.1	-1.0	-0.8	-1.3	-2.6

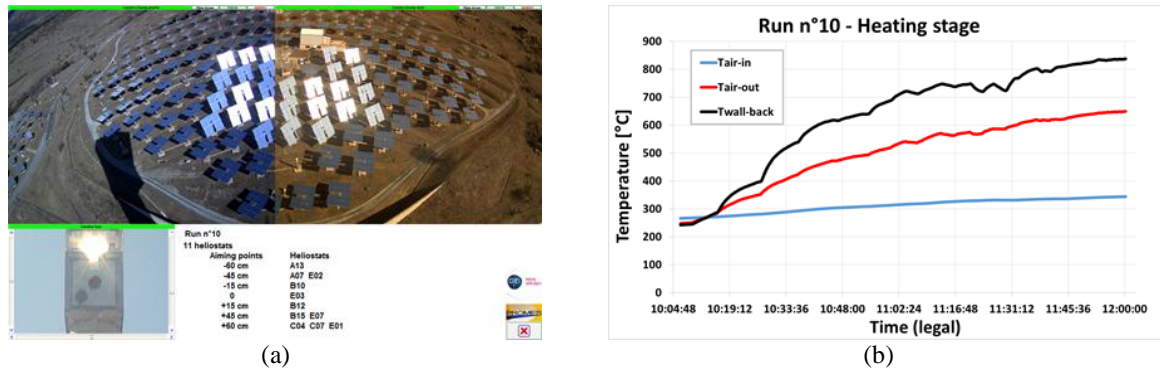
<sup>(\*)</sup> The solar power incoming into the cavity receiver is assessed by video technique. Results of runs #1-4 are inaccurate (numbers in brackets), due to the low quality of images resulting from technical issues.

## Discussion

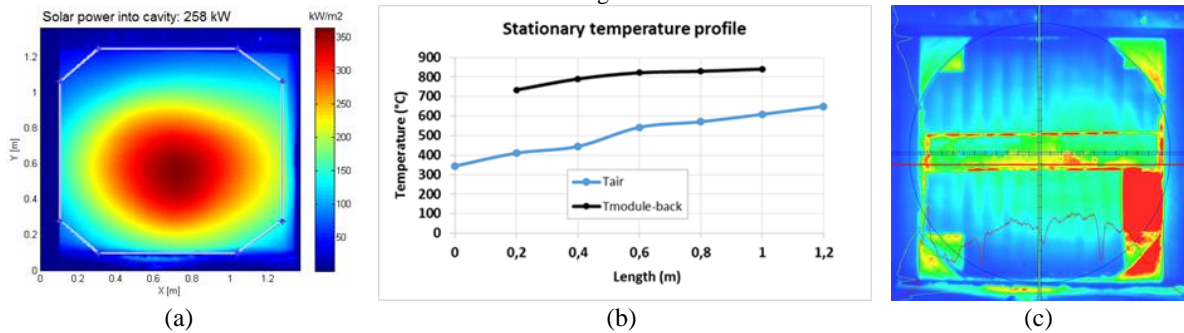
Results of run #10 are discussed in more details. This run is the most significant one, it features the highest solar power achieved in this campaign. A group of 11 heliostats -among 27 operated heliostats- was focused onto the solar receiver (see Fig. 5-a). The heliostats were focused one after the other resulting in incrementally increased solar power. The variations of the temperature of the module and of the air during the heating stage are plotted in Fig. 5-b. The stationary regime was obtained in about 2 hours.

The flux mapping by imaging technique in reflection on a moving bar provided the flux density distribution and the total power at the aperture of the receiver. The result is shown in Fig. 6-a, where the actual shape of the cavity appears in white full line. The incoming solar power in the cavity is 258 kW. The temperature profiles of the air and of the ceramic temperature observed along the length of the module in stationary regime are plotted in Fig. 6-b. The fast CCD camera also provided the distribution of light reflected by the absorber module. On the image of Fig. 7-c the module is distinguished by the rectangle in the center. This gives information about the profile of solar flux density onto the module. This profile is plotted in red full line at the bottom of the image in Fig. 6-c. In this case, local changes in optical properties of the irradiated surface result in distortion of the map, but the ramp profile can be observed. The solar power imposed on the absorber module was assessed by overlapping of individual flux distribution of the heliostats centered on their respective aiming points. The resulting power for the run #10 is 54 kW.

The maximum temperature of the rear shell reached 840 °C on the back side. The expansion in length of the rear shell was found to be 3.6 mm and the measured flexion was 2.6 mm. No failure was observed. This result is in agreement with the prediction of very low failure probability. The admissible range of stress and strains for the dimension of the module and the material used (BOOSTEC® SiC) is certainly extended far above the numbers observed in this experiment.



**FIGURE 5.** Run #10: (a) Themis tower solar field and irradiated receiver, (b) evolution of temperature during the heating stage



**FIGURE 6.** Run #10: (a) flux mapping at the aperture of the receiver (peak 350 kW/m<sup>2</sup>), (b) temperature of the air stream and of the back side of the module in stationary regime and (c) solar flux density distribution onto the absorber module.

In conclusion, an innovative ceramic solar absorber module made of BOOSTEC® SiC material was successfully tested at the Themis solar tower facility with pressurized air as heat transfer fluid. The obtained results regarding the mechanical behavior of the module are in agreement with the predictions made using a 3D stationary numerical simulation code. With a solar power of 54 kW, the outlet air temperature reached 650 °C with the back side of the module at 840 °C. The design of the module is therefore validated, as well as the optimum operating conditions. A special attention must be paid to the flux profile, which must be distributed in ramp.

Nevertheless, several technical issues were raised during the experimental campaign. The thick ceramic/metal laminated seals initially used in the flange that connects the absorber module with the air distributor and collector were destroyed under the effect of the high temperature and the high pressure. They were successfully replaced by a thin foil of copper. A critical issue regarding the assembly between the two shells was also observed during one testing run. The bonding failed, the absorber module slightly opened by separation of the two shells. To address this issue in future fabrication, the company Mersen Boostec proposes to implement a different brazing technique. This proprietary technique uses a specific ceramic material that has been recently developed.

## ACKNOWLEDGMENTS

This work has been done as part of the program of work of the FP-7 STAGE-STE project. The authors are grateful to the DG Research of the European Union for funding the STAGE-STE project. The authors gratefully acknowledge the technical staff at the Themis solar tower facility for their help and contribution in the experimental activities.

## REFERENCES

1. Buck R., Bräuning T., Denk T., Pfänder M., Schwarzbözl P., Tellez F., “Solar Hybrid Gas-Turbine Based Power Tower Systems (REFOS)”, *ASME J. of Solar Energy Engineering* 124 (2002)

1. Capeillere J., Toutant A., Olalde G. and Boubault A., "Thermomechanical behavior of a plate ceramic solar receiver irradiated by concentrated sunlight", *Solar Energy*, vol. 110 (2014).
2. Colleoni A., Toutant A., Olalde G. and Foucaut J.M., "Optimization of winglet vortex generators combined with riblets for wall/fluid heat exchange enhancement", *Applied Thermal Engineering*, 50 (2013), 1092-1100.
3. Dagueuet X., Toutant A., Bataille F. and Olalde G., "Numerical investigation of a ceramic high-temperature pressurized-air solar receiver", *Solar Energy*, 90 (2013), 164-178.
4. Ferriere A., Volut M., Perez A., Volut Y., "In-situ Measurement of Concentrated Solar Flux and Distribution at the Aperture of a Central Solar Receiver", *SolarPACES International Symposium*, Cape Town, (2015).
5. Grange B, Ferriere A., Siros F., Fan Y.: "Modeling and design of a pressurized air solar receiver for the PEGASE project", *SolarPACES International Symposium*, Granada, (2011).
6. Karni J., Kribus A., Rubin R. and Doron P., "The Porcupine, a Novel High Flux Absorber for Volumetric Solar Receivers", *ASME J. of Solar Energy Engineering* 120 (1998).
7. Lei Y., O'Dowd N.P., Busso E.P. and Webster G.A., "Weibull stress solution for 2-D cracks in elastic and elastic-plastic materials", *International Journal of Fracture*, 89 (1998), 245-268.
8. O'Dowd N.P., Lei Y., Busso E.P., "Prediction of cleavage failure probabilities using the Weibull stress", *Engineering Fracture Mechanics*, 67 (2000), 87-100.





# Résumé

---

Dans le contexte énergétique qui se profile, la production d'électricité par voie solaire thermodynamique s'avère une solution prometteuse, que ce soit pour des considérations économiques, d'échelle de production ou environnementales. Une voie d'amélioration du rendement des centrales solaires à tour consiste à utiliser des cycles thermodynamiques à haut rendement type cycles combinés. Cela nécessite de pouvoir fournir un fluide de travail pressurisé à très haute température (10bar et 1000°C minimum).

Ce manuscrit présente les travaux menés afin de développer et de viabiliser un concept d'absorbeur solaire surfacique modulaire en céramique (carbure de silicium) capable de répondre à ces exigences. Le choix du carbure de silicium s'est imposé pour sa résistance aux hautes températures et aux problèmes d'oxydation. Cependant, l'utilisation d'une céramique comme matériau implique un risque de casse des modules. Les céramiques sont en effet fragiles lorsqu'elles sont soumises à des contraintes de traction. C'est la connaissance et la maîtrise de ce risque qui fait l'objet de cette étude. L'approche adoptée combine le développement d'outils numériques et d'études expérimentales réalisées sur le site de la centrale solaire Thémis (Targassonne, 66, France). La méthodologie de simulation développée permet de prédire le comportement thermique et le comportement mécanique de l'absorbeur. Ceci permet de réduire les risques encourus par l'absorbeur et d'en connaître les performances. Cette méthodologie a été éprouvée à l'aide des résultats expérimentaux.

## Mots clés

Énergie solaire concentrée, Récepteur solaire surfacique, Absorbeur surfacique céramique, Carbure de silicium, Thermomécanique, Couplage thermique-mécanique, Probabilité de rupture

# Abstract

---

For the future, using thermodynamical solar power plant seems to be a good solution to ensure electrical production. Solar tower plants are able to produce electricity in significant amount, are environmentally friendly and economically competitive. One way to increase the yield of these plants is using high efficiency thermodynamical cycles, like combined cycle. That requires to providing a working fluid at high temperature and high pressure (10bar and 1000°C at least).

This PHD thesis presents the works performed to develop and enhance a concept of modular plate solar ceramic absorber that can ensure the required air production. We chose the silicon carbide as material due to its resistance to high temperatures and oxidation problems. The drawback is ceramic modules are weak to traction stresses. The study focuses on the knowledge and the control of this phenomenon.

This work combines the developments of numerical tools and experimental studies performed at Thémis power plant (Targassonne, 66, FRANCE). The numerical method permits simulations to predict the thermal behavior and the mechanical behavior of a solar module absorber. It allows the reduction of the mechanical stresses undergone by solar receiver and the prediction of its performances. This methodology was tested using experimental results.

## Key words

Concentrated solar energy, Plate solar absorber, Ceramic absorber, Silicon carbide, Thermomechanics, Thermal and mechanical coupling, Failure probability